

УДК 629.12:678.512.92

А.В. ГАЙДАЧУК¹, М.В. СЛИВИНСКИЙ²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*² *ОАО «УкрНИИТМ», Днепрпетровск, Украина*

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ДЕФЕКТЫ СОТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Предложен принцип классификации дефектов сотовых конструкций из полимерных композиционных материалов, являющихся следствием технологических несовершенств. Классификатор может быть использован для анализа технологических процессов производства сотовых конструкций с целью прогнозирования возможных дефектов и упреждающей разработки мероприятий по их устранению.

сотовый наполнитель, сотовая конструкция, технологические дефекты, классификатор, полимерные композиционные материалы, авиационно-космическая техника

Применение сотовых конструкций во многом определило успешное развитие авиационной и ракетно-космической техники, а вместе с тем дало толчок развитию технологии клееных тонкостенных конструкций с применением в качестве материала сотовых наполнителей (СЗ) стекло-, углепластиков, алюминиевой фольги и полимерной бумаги [1 – 3].

Сотовые конструкции в виде панелей, оболочечных отсеков и профилированных агрегатов широко применяются в конструкциях летательных аппаратов различного назначения вследствие их высокой эффективности по массе и несущей способности [4].

В то же время реализация этих преимуществ сотовых конструкций в значительной степени зависит от технологии их изготовления, в процессе реализации которой могут возникать дефекты, существенно влияющие на их несущую способность.

Некоторые из факторов технологического процесса производства сотовых конструкций, влияющие на их качество, такие как температурные режимы полимеризации на всех этапах пропитки и нанесения клеевых полос, склейки листов будущего наполнителя (для бумаги, стекло- и углепластика), режимы обезжиривания и сушки фольги, способы

нанесения клея при сборке панелей с обшивками, коробление поверхности обшивок сотовых конструкций, нанес связующего на сотовые наполнители при его пропитке и другие, достаточно глубоко исследованы [5 – 10], исследование других пока не нашло достаточного отражения в научных публикациях.

Для прогнозирования и учета технологических дефектов сотовых конструкций как в процессе их проектирования, так и в процессе изготовления, необходима классификация этих дефектов, позволяющая выявлять и систематизировать средства и способы их нейтрализации или устранения в производстве.

Несмотря на отдельные публикации, посвященные вопросам обеспечения качества сотовых конструкций [11, 12], целенаправленной систематизации технологических дефектов сотовых конструкций с целью их классификации до настоящего времени сделано не было.

Исходным моментом в делении понятия любой искусственной классификации является непротиворечивое установление видов. В данном случае видовым понятием является дефект сотовой конструкции.

Сотовая конструкция состоит из сотовых заполнителей, несущих слоев и узлов соединений, обеспечивающих замыкание сотовых заполнителей и несущих слоев в единую систему, включенную в соответствующий агрегат летательного аппарата с помощью непрерывных или дискретных связей (заклепок, болтов, винтов, сварного или клеевого соединения), расположенных на узлах соединений сотовой конструкции и ответных элементах агрегата летательного аппарата.

В соответствии с этим все дефекты сотовых конструкций можно разделить на следующие классы:

- дефекты сотового заполнителя;
- дефекты несущих слоев;
- дефекты узлов соединений;
- дефекты связей элементов сотовой конструкции.

Каждый из представленных классов можно разделить на подклассы в соответствии с наиболее характерным признаком дефекта, т.е. по характеру его проявления.

Так, для сотовых заполнителей наиболее характерными дефектами (подклассами) являются:

- дефекты формы ячейки;
- дефекты связей элементов ячейки (неоднородность клеевого шва и др.);
- отклонение физико-механических характеристик материала сотовых заполнителей от проектных значений;
- механические дефекты материала сотового заполнителя (смятие торцов, потеря устойчивости граней ячейки и др.);
- геометрические дефекты материала сотового заполнителя;
- дефекты, связанные с электрическими свойствами материала сотового заполнителя (влияние электростатических сил на качество изделия при его изготовлении).

Для несущих слоев наиболее характерными дефектами (подклассами) будут:

- геометрические дефекты несущих слоев (разнотолщинность, коробление и др.);
- отклонение физико-механических характеристик материала несущих слоев от проектных значений;
- дефекты, связанные с электрическими свойствами материала несущих слоев;
- механические дефекты материала несущих слоев (царапины, сколы, прижоги и др.).

Для узлов соединений сотовой конструкции можно выделить следующие типовые дефекты:

- дефекты формы и расположения узлов соединений (отклонения формы и расположения закладных элементов);
- дефекты покрытий узлов соединений;
- отклонения в химическом составе материалов узлов соединений;
- механические дефекты узлов соединений (удары, царапины, трещины и др.).

Четвертый класс дефектов сотовых конструкций – дефекты связей компонентов – можно охарактеризовать как комбинацию дефектов, отнесенных к предыдущим классам, проявление которых может быть обнаружено только при их соединении в единую конструкцию (например, при соединении несущих слоев с заполнителем и т.п.).

Схема предложенного классификатора технологических дефектов сотовых конструкций в общем виде представлена на рис. 1.

Дальнейшая детализация классификатора, связанная с делением каждого подкласса на группы, должна осуществляться по признаку причины возникновения того или иного дефекта.

Таким образом, предложенный принцип классификации технологических дефектов сотовых конструкций представляется достаточно простым, открытым для развития, но в то же время действенным для осуществления анализа технологических процессов производства сотовых конструкций с целью прогнозирования возможных дефектов

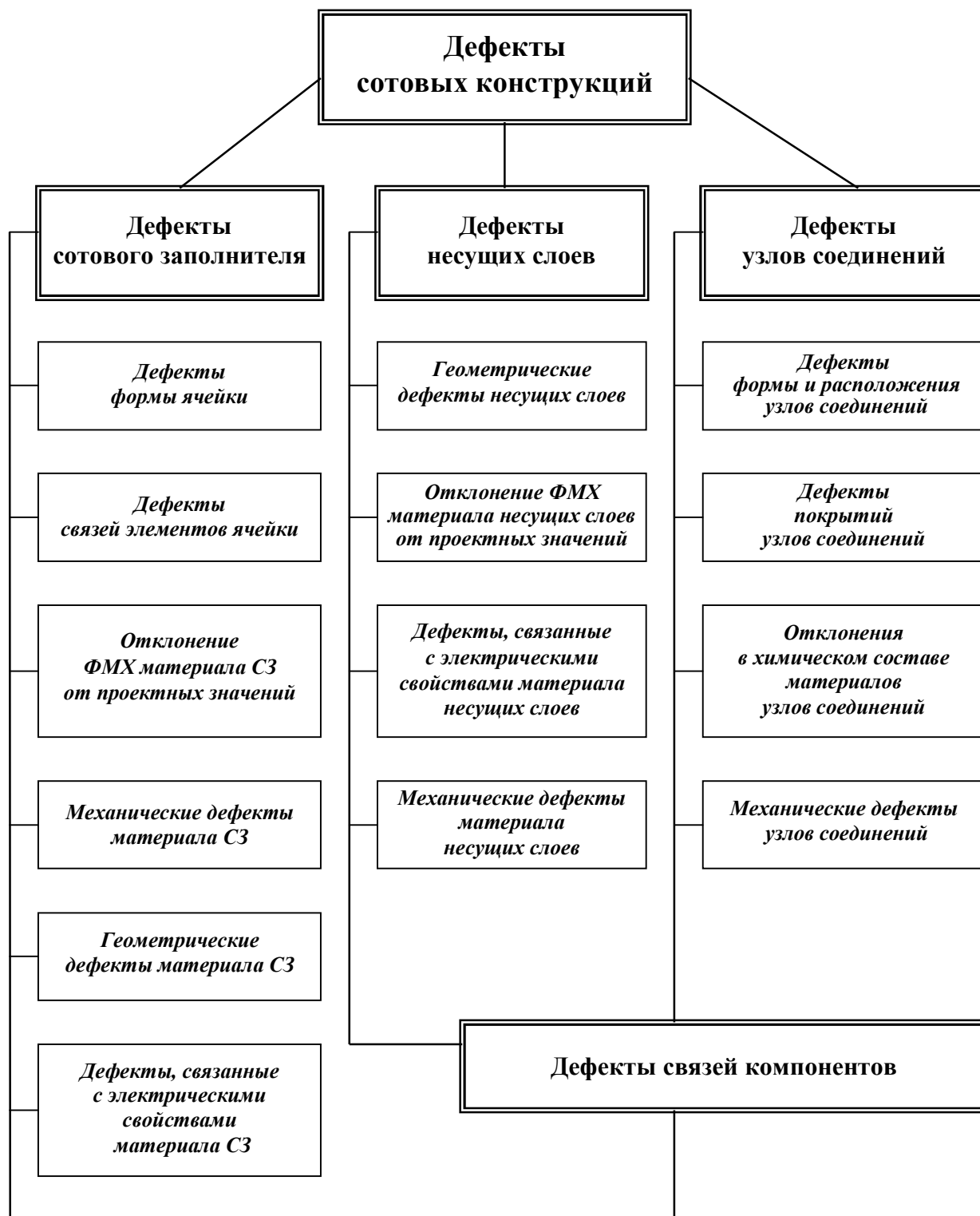


Рис. 1. Классификатор технологических дефектов сотовых конструкций из полимерных композиционных материалов

и упреждающей разработки мероприятий по их устранению, что приведет к повышению качества сотовых конструкций.

Литература

1. Иванов А.А., Кашин С.М., Семенов В.И. Новое поколение сотовых заполнителей для авиационно-космической техники. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 436 с.

2. Берсудский В.Е., Крысин В.Н., Лесных С.М. Технология изготовления сотовых авиационных конструкций. – М.: Машиностроение, 1975. – 296 с.

3. Панин В.Ф. Конструкции с сотовым заполнителем. – М.: Машиностроение, 1982. – 152 с.

4. Slyvyns'kyu M., Slyvyns'kyu V., Gajdachuk V., Gajdachuk A., Kirichenko V. New Possibilities of Creating Efficient Honeycomb Structures for Rockets and Spacecrafts // 55th International Astronautical Congress. – Vancouver, Canada. – 2004, October 4th – October 8th.

5. Гайдачук А.В., Сливинский В.И., Эрнандес Тамайо Х.А. Экспериментальное исследование континуальных и дискретных утяжек супертонких обшивок солнечных батарей космического назначения // Авиационно-космическая техника и технология: Тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2001. – Вып. 24. – С. 214 – 223.

6. Гайдачук А.В., Островский Е.К., Сливинский М.В. Накопление электростатического заряда при производстве сотового заполнителя из полимерной бумаги «NOMEX» // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 2 (10). – С. 21 – 26.

7. Мурзинов В.А., Крысин В.Н. Выбор параметров печатной формы для нанесения клеевых полос сотового заполнителя // Авиационная промышленность. – 1984. – № 11. – С. 10 – 11.

8. Мурзинов В.А., Мартынюк В.Т., Мартынюк Л.И. Влияние режимов печати на толщину клеевых полос сотового заполнителя // Авиационная технология. – 1987. – № 1. – С. 4.

9. Сливинский В.И. Исследование методов нанесения полос клея на стеклоткань для производства стеклосотопластов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. научн. тр. Гос. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 1998. – Вып. 13. – С. 99 – 107.

10. Бондаревская Т.М., Вербицкая Н.А., Сливинский В.И. Метод выбора режима и контроля отверждения многослойных стеклопластиков на основе фенолформальдегидных связующих // Пластические массы – 1992. – № 2. – С. 55 – 57.

11. Гайдачук А.В., Сливинский В.И., Грошевой А.И. Анализ дискретных случайных утяжек несущих слоев супертонких панелей солнечных батарей, возникающих в процессе их производства // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Темат. сб. научн. тр. Гос. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 1998. – Вып. 10. – С. 22 – 26.

12. Гайдачук А.В., Сливинский В.И. О концепции квалиметрии и управления качеством производства сотовых заполнителей и конструкций // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Темат. сб. науч. тр. Гос. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2000. – Вып. 23 (6). – С. 59 – 65.

Поступила в редакцию 13.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Я.С. Карпов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 681.322:621.5.041:533.697:532.5

Ю.К. ЧЕРНЫШЕВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ СИСТЕМ ДЛЯ АЛГОРИТМИЗАЦИИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ И ПЛАСТИЧНОСТИ МЕТОДОМ ЧАСТИЦ**

Изотропная среда рассматривается как коллектив модельных частиц, для которых постулируется потенциал парного взаимодействия. Рассмотрены два метода введения подсистем. Один из них оказывается пригодным для решения задач теории пластичности. Даны тестовые примеры вычислений.

система, подсистема, потенциал, упругость, пластичность, деформации

Введение

Изучение упругого состояния образцов из изотропного вещества при малых деформациях в настоящее время не является актуальным, поскольку разработаны теоретические методы, реализованные в виде стандартных пакетов программ. Авиационные материалы зачастую используются в условиях, когда деформации или скорости деформации велики. Помимо упругости, приходится рассматривать и пластические свойства вещества с учетом диссипации энергии и влияния тепловыделения на пластичность, а также конечность скорости передачи возмущений.

В предлагаемой работе сплошная среда рассматривается в виде совокупности модельных частиц, для которых задается закон парного взаимодействия путем введения потенциала [1]. Применение метода частиц в газовой динамике, теории простых жидкостей, плазмы и при изучении кристаллов описаны в большом количестве работ [2 – 7]. Использование этого метода при изучении деформаций твердого тела требует особых приемов.

1. Формулирование проблемы

Рассматривается система источников потенциала $\vec{r}_i$, $i = 1, 2, \dots, n$. Потенциал является скалярной

функцией, зависящей от расстояния $\rho_{ij} = |\vec{r}_i - \vec{r}_j|$ между источниками. В качестве модельных в данной работе приняты потенциалы класса Ленарда-Джонса [2]:

$$U(\rho) = A \cdot \left[\left(\frac{s}{\rho} \right)^{4k} - \left(\frac{s}{\rho} \right)^{2k} \right], \quad (1)$$

где величина s подбирается так, чтобы обеспечить минимум потенциала при $\rho = 1$; параметры k и A подлежат дополнительному определению в процессе идентификации модели по результатам эксперимента либо путем сравнения с существующими методами. Предполагается также, что существует предельный радиус ρ_f действия сил притяжения.

В исходном (недеформированном) состоянии потенциальная энергия образца в целом минимальна; она складывается из потенциалов взаимодействия пар модельных частиц:

$$\sum_{j>i} \sum U(|\vec{r}_i - \vec{r}_j|) \Rightarrow \min. \quad (2)$$

Свойство (2) выполняется автоматически, если образец представлен равномерной треугольной сеткой со сторонами ячеек величины 1, в узлах которой расположены центры модельных частиц (источники потенциалов) [8].

Предположим, к внешней границе приложено усилие, приводящее к деформации образца. Для вы-

полнения свойства (2) требуется преобразовать узлы сетки; это и составляет существо задачи. Проблемой является поиск оптимального вычислительного процесса, обеспечивающего минимизацию суммарной потенциальной энергии. Основные затраты машинного времени приходится на поиск ближайших соседей отдельной модельной частицы [1, 2, 6, 7]. Для преодоления этой трудности предлагается введение подсистем модельных частиц, причем для случаев абсолютной упругости и пластичности требуются свои методы декомпозиции.

2. Расчетная схема при соблюдении абсолютной упругости

В этом случае каждая модельная частица является ведущей для подсистемы, в которую входят также ближайшие к ней, найденные перед началом вычислений. В процессе перемещения модельных частиц структуры подсистем остаются неизменными. Итерационная процедура имеет следующий вид:

$$\vec{r}_i^{N+1} = \vec{r}_i^N + h^N \cdot \vec{n}_i^N, \quad i = \overline{1, n}, \quad (3)$$

где N – номер итерации;

$$\vec{n}_i^N = \frac{\vec{F}(\vec{r}_i^N, B_i)}{|\vec{F}(\vec{r}_i^N, B_i)|};$$

B_i – список номеров частиц, входящих в подсистему, порожденную i -й частицей;

$$\vec{F}(\vec{r}_i^N, B_i) = - \sum_{k \in B_i} \nabla U \left(\left| \vec{r}_i^N - \vec{r}_k^N \right| \right) \quad - \quad \text{равно-}$$

действующая сил, действующих на i -ю частицу со стороны частиц, входящих в подсистему;

h^N – шаг итерации, убывающий к нулю по мере возрастания количества итераций.

Итерационная процедура (3) не учитывает зависимость от температуры.

На рис. 1 показано последовательное изменение формы образца при осадке, демонстрирующее поведение после потери устойчивости. Оба торца, подвижный и неподвижный, защемлены. Параметр k в

формуле (1) для данного примера был выбран равным 0,25, что соответствует податливому упругому материалу. В положении 3 зафиксировано начало разрушения.

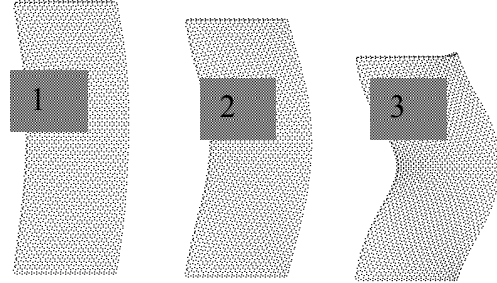


Рис. 1. Осадка упругого образца

При снятии внешних усилий, если не зафиксировано разрушение связей, образец принимает первоначальную форму, что соответствует абсолютной упругости.

До момента потери устойчивости с большой точностью выполняется закон Гука. Малые отклонения от линейности зависимости между напряжением и деформацией связаны с отклонением от параболичности формы потенциальной ямы в выражении (1) в окрестности минимума.

Для практического применения описываемого метода было проведено сравнение с результатами, полученными по стандартному методу конечных элементов для расчета осадки дюралюминиевой пластины (модуль Юнга – 72 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3) длины 10 мм и высоты 100 мм; относительная деформация была принята равной 3%. Толщина по третьей координате незначительна, поскольку рассматривался 2-D случай. Сравнительные результаты приведены на рис. 2. Штриховой линии соответствует давление в 1700 МПа. Можно отметить как качественную схожесть полученных результатов, так и некоторые особенности, обнаруженные при применении рассматриваемого метода, а именно – разрыв производных по длине в концах нижнего торца, в котором задано краевое условие в виде защемления.

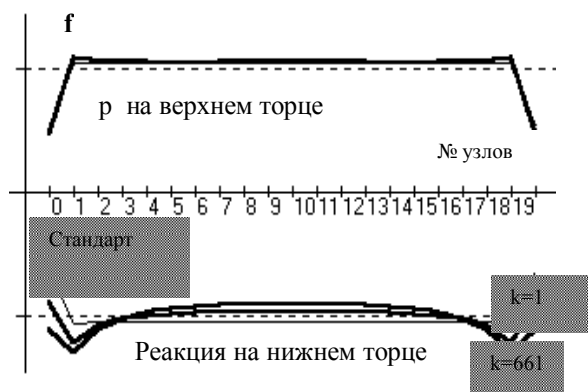


Рис. 2. Распределение усилий на верхнем и нижнем торцах образца при осадке с $\varepsilon = 0,03$

Приведенный пример позволяет определить константы A потенциалов в формуле (1) в зависимости от параметра k в той же формуле.

3. Учет пластичности

В реальном веществе отсутствие абсолютной упругости объясняется изменениями во внутренней микроструктурной структуре [7]. Для применения рассматриваемой расчетной схемы следует учесть возможность преобразования подсистем, определяемых каждой модельной частицей. С этой целью рабочая расчетная область покрывается квадратной сеткой; каждой ячейке приписываются номера тех частиц, центры которых ей принадлежат. Каждая ячейка тем самым образует подсистему [2, 6, 7]. Для определения «соседей» данной модельной частицы следует рассмотреть только те частицы, которые расположены в данной ячейке и прилегающих к ней. Подсистема, в которой ведущей является текущая частица, состоит из тех частиц, которые удалены от нее на расстояние, не превышающее радиуса действия сил ρ_f . В процессе пространственного перемещения модельной частицы приходится следить за тем, какой из ячеек квадратной сетки она принадлежит в текущий момент времени.

В работе [1] модельные частицы интерпретировались как осцилляторы, амплитуды колебаний ко-

торых линейно связаны с тепловой скоростью. При повышении температуры увеличивается вероятность того, что модельная частица «перепрыгивает» в новое положение равновесия [7]. Увеличение производительности ЭВМ и применение методов теории систем позволяет резко увеличить количество модельных частиц. Основа алгоритма состоит в том, что шаг h в итерационной схеме (3) является неизменным (для данной температуры).

При небольших скоростях деформации и умеренных значениях величины шага h моделируемый образец ведет себя как абсолютно упругое тело. На рис. 3 приведена иллюстрация численного эксперимента по поведению прямоугольного образца, если подложке и верхней стенке приписывались потенциалы, равные нулю в рабочей области и резко возрастающие при проникновении модельных частиц в «запрещенную» область.

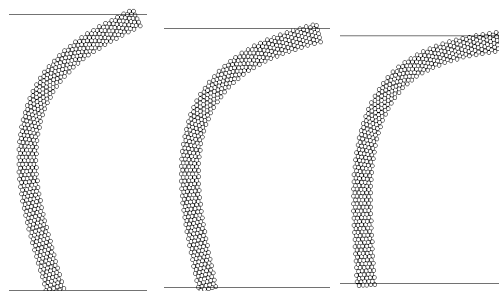


Рис. 3. Соблюдение упругости при перестраиваемых подсистемах

При увеличении скорости деформации и длины шага результирующая форма образца соответствует полученной аналитически в работах по высокоскоростному деформированию [8]. При высоких скоростях деформации существенным становится влияние инерционных сил. Для их учета добавляется зависимость текущей местной скорости от предыдущих перемещений как результат их усреднения за количество итераций, имеющее порядок отношения тепловой скорости к скорости деформации. Изменения в формуле (3) состоят в том, что к величине перемещения следует добавить получаемую оценку век-

тора местной скорости, умноженную на константу, зависящую от плотности вещества. Общий объем необходимой для вычислений памяти при этом возрастает.

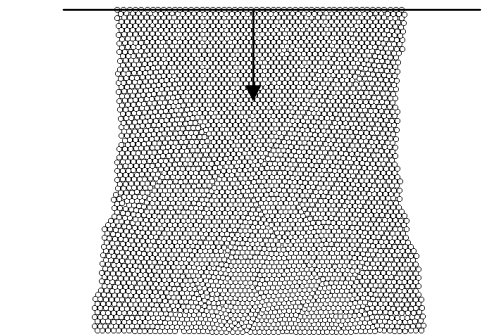


Рис. 4. Одна из форм образца при высокоскоростной осадке

Заключение

В данной работе рассмотрена лишь малая часть задач упругости и пластичности твердых тел, которые могут решаться системным методом модельных частиц. Значительного увеличения общего числа частиц можно достичь введением не только подсистем, как в данной работе, а и «надсистем», что, в принципе, легче, чем для газов; это открывает перспективы для применения многопроцессорных вычислительных систем.

Метод частиц в дальнейшем предполагается применить как для расчетов по прочности, так и для определения усилий, при которых происходит потеря устойчивости, а также для выявления условий разрушения. Описываемый метод применим также для решения задач по определению прочностных свойств многослойных образцов; достаточно соответствующим образом задать потенциалы для различных областей модели образца.

Литература

1. Чернышев Ю.К. Статистическая модель процесса затекания металла в полости штампового пространства // *Высокоскоростная обработка металлов*

давлением. – Х.: ХАИ. – 1978. – Вып. 7. – С. 19 – 21.

2. Хокни Р., Иствуд Дж. Численное моделирование методом частиц. – М.: Мир, 1987. – 638 с.

3. Чернышев Ю.К. Методы снятия информации о состоянии газового потока в процессе молекулярно-динамического моделирования // *Междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов»*. – Змиев. – 26 – 29 сент. 1994. – Ч. 1. – С. 39 – 40.

4. Чернышев Ю.К. Прямое моделирование течения газа в каналах сложной формы при малых числах Кнудсена // *Междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования»*. – Х.: Ин-т проблем машиностроения НАН Украины, 1997. – С. 238 – 240.

5. Белоцерковский О.М., Андрущенко В.А., Шевелев Ю.Д. Динамика пространственных вихревых течений в неоднородной атмосфере. Вычислительный эксперимент. – М.: Янус-К, 2000. – 456 с.

6. Левин С.С., Чернышев Ю.К. Алгоритмизация прямого моделирования методом частиц течения газа по каналам сложной формы при малых числах Кнудсена // *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*. – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. – Вып. 14. – С. 54 – 60.

7. Уэрт Ч., Томсон Р. Физика твердого тела. – М.: Мир, 1969. – 558 с.

8. Горлов А.К., Чернышев Ю.К., Щербина В.А. Особенности формоизменения цилиндрического образца при осадке с высокими скоростями деформирования // *Высокоскоростная обработка металлов давлением*. – Х.: ХАИ. – 1978. – Вып. 7. – С. 14 – 19.

Поступила в редакцию 23.05.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доц. В.В. Кириченко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК.629.735.01

В.В. УТЕНКОВА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАСЧЕТНОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ КРЫЛА САМОЛЕТА В ПЛАНЕ**

Произведена сравнительная оценка выбора параметров крыла самолета в плане по методу, предложенному автором с экспериментальными исследованиями эффективности модельных крыльев, выполненными ЦАГИ в аэродинамической трубе Т-106М.

геометрия крыла самолета, аэродинамическая труба, оптимальное крыло

Введение

Крыло является основным агрегатом самолета, во многом определяющим все его летно-технические характеристики. С учетом этого обстоятельства оптимизация крыла занимает центральное место на всех этапах создания самолета.

Выбор геометрии крыла в плане осуществляется на самом раннем этапе проектирования и оказывает существенное влияние на последующие стадии создания и эксплуатации самолета. Понятие оптимального крыла впервые ввел Прандтль [1], который характеризовал его как крыло, обладающее минимальным индуктивным сопротивлением при заданной величине подъемной силы. На таком понимании оптимальности крыла самолета разработан целый ряд теорий и методов [2], позволяющих с достаточной точностью осуществлять аэродинамические расчеты крыльев с известной геометрией.

Одной из наиболее фундаментальных в этом направлении следует считать работу Е. Карафоли «Аэродинамика крыла самолета» [2], в которой на основе представления контура крыла конечным тригонометрическим многочленом и основного дифференциально-интегрального уравнения Прандтля определено оптимальное сужение простого трапецевидного крыла: оптимальным оказалось сужение крыла, равное $\eta = 2,8571428$. Однако практика создания современных самолетов потребовала широко-

го использования так называемых составных в плане крыльев, состоящих, как правило, из четырех (рис. 1) или шести трапеций, решение задачи отыскания оптимальных параметров для которых по критерию Прандтля просто невозможно.

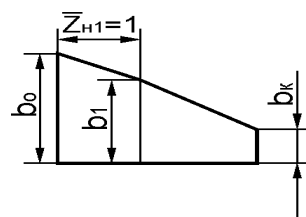


Рис. 1. Некоторые размеры составного крыла в плане

Постановка и решение задачи

В последнее время появились исследования [3, 4], позволяющие оптимизировать геометрию крыла в плане на самом раннем этапе его проектирования.

Для выбора параметров крыла в плане при нулевом приближении в работе [4] предложены два частных критерия

1. По критерию равенства коэффициентов форм проектируемого $K_{\phi n}$ и эллиптического $K_{\phi \varepsilon}$ крыльев

$$K_{\phi n}(\eta, \bar{z}_n) = K_{\phi \varepsilon} \quad (1)$$

может быть определена оптимальная величина сужения η и координаты излома $\bar{z}_n$ передней или задней кромки крыла.

Согласно работе [3] величина $K_{\phi n}$ определяется по выражению

$$K_\phi = \frac{4}{3} \cdot \frac{[(\eta_c^2 + \eta_c - 2)\bar{z}_H + 3]}{[(\eta_c - 1)\bar{z}_H + 2]^2}, \quad (2)$$

а оптимальное соотношение (η и $\bar{z}_H$) для рассматриваемого типа крыла может быть оценено соотношением

$$\eta_{optc} = \frac{\bar{z}_H \{ \dots \} \pm \sqrt{\bar{z}_H^2 \{ \dots \}^2 - 4\bar{z}_H [\dots]}}{\bar{z}_H \left[\pi^2 (1 - \bar{z}_H)^2 \bar{S}_H^2 + \pi^2 \bar{z}_H (1 - \bar{z}_H) \bar{S}_H + \pi^2 \bar{z}_H - 8\bar{z}_H^2 \right]} \times \quad (3)$$

$$\times \frac{\sqrt{\left[\pi^2 (1 - \bar{z}_H)^3 \bar{S}_H^2 + \pi^2 \bar{z}_H (1 - \bar{z}_H)^2 \bar{S}_H + \pi^2 \bar{z}_H - 8\bar{z}_H^2 \right]}}{\bar{z}_H \left[\pi^2 (1 - \bar{z}_H)^2 \bar{S}_H^2 + \pi^2 \bar{z}_H (1 - \bar{z}_H) \bar{S}_H + \pi^2 \bar{z}_H - 8\bar{z}_H^2 \right]},$$

где $\{ \dots \} = 16\bar{z}_H - \pi^2 [\bar{z}_H - (1 - \bar{z}_H) \bar{S}_H]$.

2. По критерию минимума коэффициента роста индуктивного сопротивления

$$B(\eta, \bar{z}_H, \varepsilon) = B_{\min} \quad (4)$$

определяют не только оптимальные значения η и $\bar{z}_H$, но и оптимизирующую крутку местных хорд ε по размаху:

– z при $z_H \geq z_i \geq 0$:

$$\bar{\varepsilon}_{opt} = \frac{2\bar{z}_H \cdot [(\eta_c - 1) \cdot \bar{z}_H + \eta_2 + 1] \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0,5}}{\pi \cdot [\eta_c \cdot \bar{z}_H - (\eta_1 - \eta_2) \bar{z}_i]}; \quad (5)$$

– z при $1 \geq \bar{z}_i \geq \bar{z}_H$:

$$\bar{\varepsilon}_{opt} = \frac{2(1 - \bar{z}_H) \cdot [(\eta_c - 1) \cdot \bar{z}_H + \eta_2 + 1] \cdot (1 - \bar{z}_i)^{0,5}}{\pi \cdot [\eta_2 \cdot \bar{z}_H - (\eta_2 - 1) \bar{z}_i]}. \quad (6)$$

Для целей анализа влияния параметров крыла на его аэродинамическое качество предлагаем представлять поляру крыла в следующем виде (рис. 2):

$$C_x = C_{x0} + DC_y^2 - AC_y. \quad (7)$$

При этом коэффициенты, входящие в выражение (7), определяются из следующих соотношений [4]:

$$C_y = C_y^\alpha (\alpha - \alpha_o), \quad (8)$$

где α_o — угол атаки при $C_y = 0$;

$$C_y^\alpha = \frac{dC_y}{d\alpha} = 2\pi \frac{\lambda}{\bar{p}\lambda + 2}, \quad (9)$$

где $\bar{p}$ — отношение полупериметра крыла к его размаху;

$$D = \frac{B}{\pi\lambda_{эф}}, \quad (10)$$

где D — коэффициент кривизны поляры;

$$A = 2\sqrt{D(C_{x0} - C_{x\min})} = \frac{2K_{\max} 2\sqrt{D \cdot C_{x0} - 1}}{K_{\max}}, \quad (11)$$

где $\lambda_{эф}$ — эффективное удлинение крыла; K — аэродинамическое качество крыла; B — коэффициент роста индуктивного сопротивления;

$$C_{xi} = B \frac{C_y^2}{\pi\lambda_{эф}}. \quad (12)$$

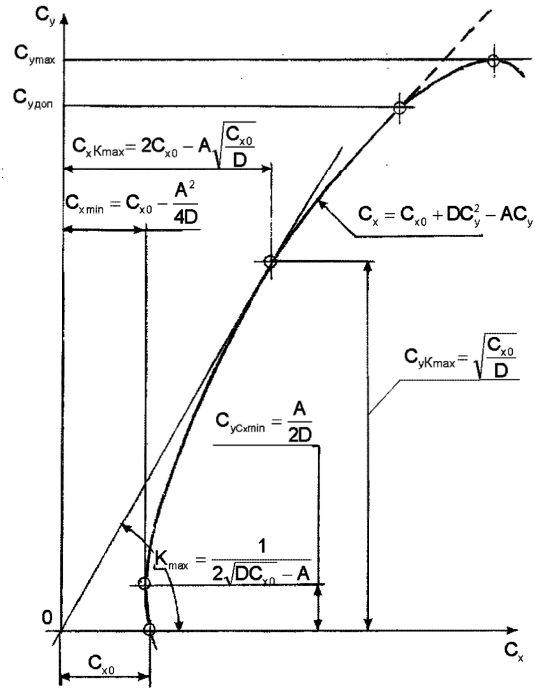


Рис. 2. Расчетная модель поляры крыла самолета

Представленные модели оптимизации форм и параметров крыла в плане, естественно, нуждаются в экспериментальной проверке.

Для такой проверки воспользуемся продувками модельных изолированных крыльев [5], осуществленными в трубе Т-106(ЦАГИ), геометрические характеристики которых представлены в табл. 1 и на рис. 3.

Таблица 1

Исходные параметры исследуемых крыльев

Номера крыльев	№ 7 и № 8	№ 9	№ 11
λ	7,964	8,006	8,957
S , м ²	0,378	0,376	0,378
S_{mp} , м ²	0,354	0,378	0,355
$\bar{S}_H$	0,063	0,005	0,061
$\bar{S}_1$	0,550	0,129	0,549
$\bar{S}_2$	0,450	0,871	0,451
$\bar{z}_H$	0,4145	0,091	0,4145

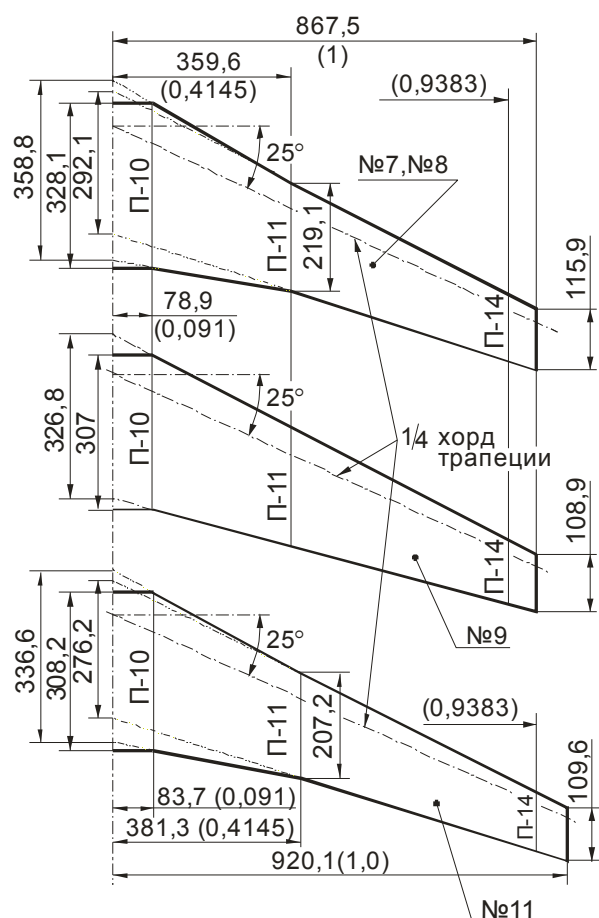


Рис. 3. Геометрия модельных крыльев, испытанных в аэродинамической трубе Т-106:
П – профили крыла в сечениях

В табл. 2 приведены расчетные значения K_ϕ , η_c , B_c , подсчитанные на основе вышеприведенных расчетных моделей.

Влияние формы крыла в плане на аэродинамические характеристики изолированного крыла оценивалось путем сравнения крыльев № 8 и № 9. Они

имеют практически одинаковые величины λ и η , один и тот же закон геометрической крутки вдоль размаха крыла, набраны из одинаковых аэродинамических профилей.

Отличие состоит в том, что крыло № 9 – составное, имеющее “наплывы” по передней и задней кромкам.

Таблица 2

Расчетные значения параметров исследуемых крыльев

Номера крыльев	№ 7 и № 8	№ 9	№ 11
η_c	3,096	2,819	3,071
K_ϕ	1,101	1,080	1,099
B_c	1,035	1,024	1,032

Влияние величины геометрического удлинения на аэродинамические характеристики оценивалось путем сравнения крыльев № 8 и № 11, так как крыло № 11 имеет удлинение на одну единицу больше.

Влияние закона геометрической крутки вдоль размаха крыла на аэродинамические характеристики изолированного крыла оценивалось путем сравнения крыльев № 7 и № 8. Единственное отличие данной пары крыльев состоит в том, что крыло № 7 имеет не линейный, а так называемый “ломанный” закон геометрической крутки.

Испытания модельных крыльев проводились в диапазоне чисел $M = 0,15 \dots 0,9$ и углов атаки $\alpha = -6 \dots 26^\circ$, которые отсчитывались относительно контрольного сечения $z = 76,47$ мм.

При обработке материалов результаты испытаний относились к площадям и средним аэродинамическим хордам крыльев № 7, 8 и 11 без “наплыва”.

По результатам продувок в трубе определены характеристические коэффициенты экспериментальных поляр и значения коэффициентов качества (K) (рис. 4) для всех крыльев, а также проведено сопротивление по величинам коэффициентов сопротивлений:

$$C_{x \text{ теор}} \geq C_{x \text{ эксп}} \quad (13)$$

При оценке $C_{x\text{ теор}}$ учтено, что аэродинамические нагрузки крыльев № 7, № 8 и № 11 отнесены к площадям и средней аэродинамической хорде без “наплывов”.

Учитывая, что величина C_{x_0} связана только с профильным сопротивлением, а испытываемые крылья состоят из одинаковых аэродинамических профилей, экспериментальные значения коэффициентов C_{x_0} перенесены на теоретические значения C_{x_0} (табл. 3), т.е.

$$C_{x_0\text{ теор}} = \frac{S_{б/н}}{S} \cdot C_{x_0\text{ экс}} = \frac{0,354}{0,378} \cdot C_{x_0\text{ экс}} = 0,937 C_{x_0\text{ экс}} -$$

для крыльев № 7, № 8;

$$C_{x_0\text{ теор}} = 0,939 C_{x_0\text{ экс}} -$$

для крыла № 11;

$$C_{x_0\text{ теор}} = C_{x_0\text{ экс}} -$$

для крыла № 9.

При оценке $C_{x\text{ экс}}$ значения K взяты из экспериментальных данных, представленных на рис. 4, а величины $\lambda_{эф} = f(M)$ и $K_{\max}$ приняты по данным работы [7].

Величина сходимости расчетных и экспериментальных данных оценена по выражению

$$\Delta = \frac{C_{x\text{ теор}} - C_{x\text{ экс}}}{C_{x\text{ теор}}} \cdot 100\% /$$

Полученные результаты представлены в табл. 3 и на рис. 5 и 6.

Таблица 3

Сравнительная оценка влияния геометрии крыльев (№ 7, № 8, № 9 и № 11) на основные показатели их несущей способности (при $M = 0,4$)

Пара- метры		Крыло								
		№ 7			№ 9			№ 11		
		экспер.	теор.	Δ , %	экспер.	теор.	Δ , %	экспер.	теор.	Δ , %
B		1,055	1,033	-2,13	—	1,016	—	1,066	1,032	-3,29
$\lambda_{эф}$		5,7	5,341	-6,72	4,8	4,8	0	6	5,634	-6,5
D		0,0589	0,0616	4,38	—	0,0674	—	0,0566	0,0583	2,92
C_{x_o}		0,0070	0,0066	-6,06	0,0075	0,0075	0	0,0070	0,0066	-6,06
$K_{\max}$		28	28	0	30	30	0	29,1	29,1	00
A		0,0049	0,0046	-6,52	—	0,0116	—	0,0054	0,0049	-10,2
$C_{x\ теор}$		$0,0066+0,0616\,C_y^2-0,0046C_y$			$0,0075+0,0674\,C_y^2-0,0116C_y$			$0,0066+0,0583\,C_y^2-0,0049C_y$		
C_y	0,20	0,0080	0,0081	1,23	0,0078	0,0079	1,27	0,0080	0,0080	0
	0,30	0,0107	0,0108	0,93	0,0100	0,0101	0,99	0,0103	0,0104	0,96
	0,40	0,0148	0,0146	-1,37	0,0141	0,0136	-3,68	0,0140	0,0140	0
	0,50	0,0200	0,0197	-1,52	0,0192	0,0186	-3,23	0,0184	0,0187	1,60

Очевидно что, представленные в табл. 3 и на рис. 5 экспериментальные и расчетные данные по C_x находятся практически в идеальном соответствии. Лучшая сходимость $C_{x\text{ эксперим}}$ с $C_{x\text{ теор}}$ достигается при $M = 0,4$.

Имеющиеся отличия у крыла № 9 при $M = 0,4$ и $0,5 \geq C_y \geq 0,4$, а также у крыльев № 7, 8 и 11 при

$M = 0,75$ и $0,25 \geq C_y \geq 0,2$ не превышают 5%.

Сравнительная оценка по влиянию геометрии крыла (№ 7, № 8, № 9 и № 11) на принятые критерии оптимизации, т.е. на коэффициенты K_ϕ и B при расчетном и экспериментальном вариантах их определения представлена на рис. 6.

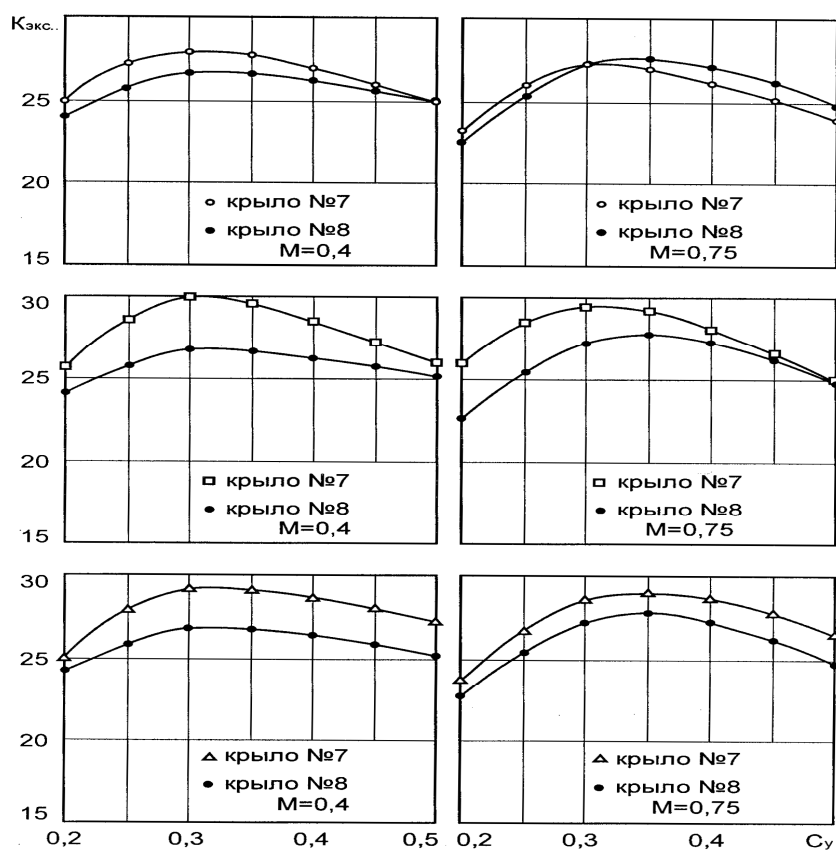


Рис. 4. Значения коэффициентов аэродинамического качества у модельных крыльях № 7, № 8, № 9 и № 11

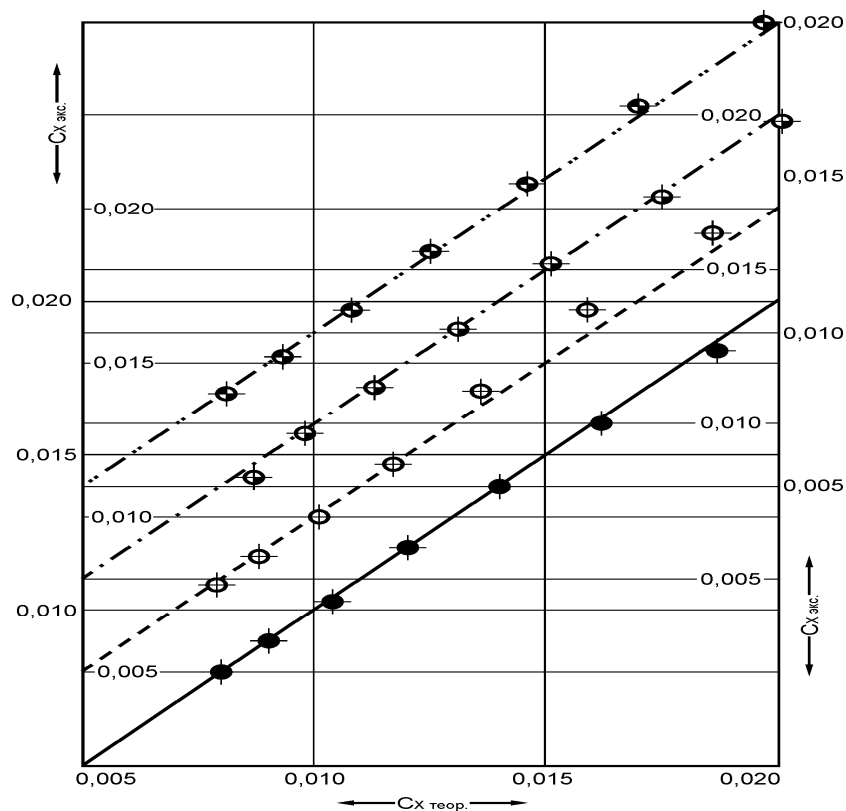


Рис. 5. Сравнительная оценка по определению C_x расчетным и экспериментальными путями для крыльев с различной геометрией в плане ($M = 0,75$):

○ – для крыла №7; □ – для крыла №8; △ – для крыла №9; ● – для крыла №11

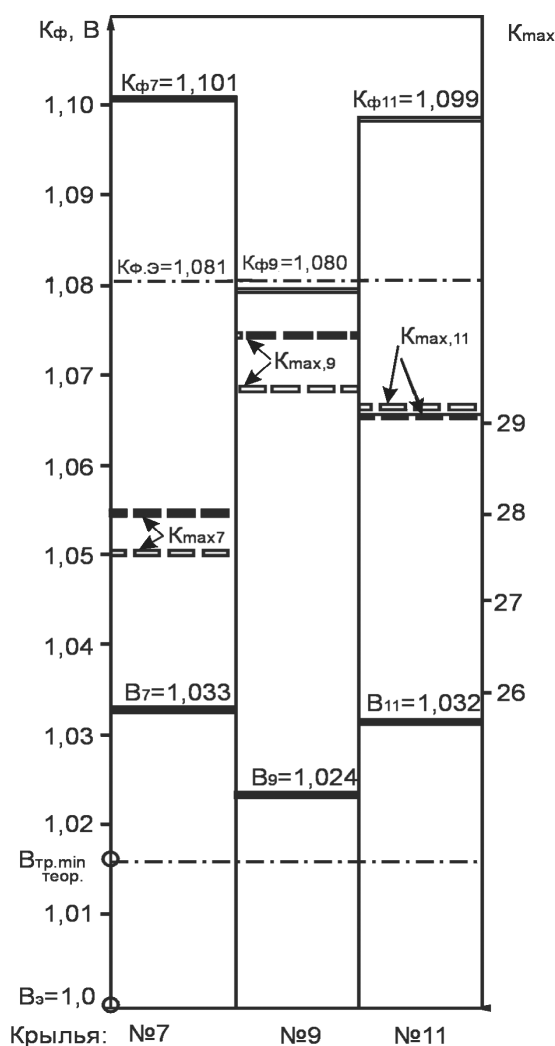


Рис. 6. Сравнительная оценка влияния геометрии крыла в плане (№ 7, № 9 и № 11) на величину коэффициентов: формы K_{ϕ} роста индуктивного сопротивления – B и максимального аэродинамического качества $K_{\max}$:

— — — — — расчетные значения;
 — — — — — экспериментальные данные:
 — — — — — при $M = 0,4$; — — — — — при $M = 0,75$

Эти данные подтверждают, что геометрия крыла № 9 обеспечивает K_{ϕ} , близкий к $K_{\phi\epsilon}$ и $B = B_{\min \text{ тр}}$.

Из этого рисунка также следует, что с точки зрения эффективности рассматриваемых крыльев, одинаково подтверждаются расчетная и экспериментальная последовательности влияния геометрии крыла в плане на оба критерия:

$$C_{x \min} \rightarrow \text{№9} \rightarrow \text{№11} \rightarrow \text{№7} \rightarrow \text{№8}; \quad (14)$$

$$K_{\phi} \rightarrow \text{№9} \rightarrow \text{№11} \rightarrow \text{№7} \rightarrow \text{№8}. \quad (15)$$

Необходимо также отметить, что крыло № 9 обладает не только минимальным сопротивлением, но и максимальной величиной аэродинамического качества $K_{\max}$.

Заключение

Полная идентичность условий (14) и (15), полученных предложенным методом, а также данных, приведенных на рис. 6 (крыло № 9) при максимальном значении аэродинамического качества является наиболее убедительным доказательством правомерности применения критериев $K_{\phi n} = K_{\phi\epsilon}$ и $B = B_{\min}$ для формирования крыла в плане на раннем этапе его проектирования.

Литература

1. Prandtl L. Gottingen Nachrichten. – 1918. – P. 451 – 477.
2. Караколи Е. Аэродинамика крыла самолета. – М.: АН СССР, 1956. – 479 с.
3. Утенкова В.В. Понятие коэффициента формы крыла самолета в плане и модели его определения // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2005. – Вып. 1 (2). – С. 31 – 38.
4. Утенкова В.В., Новиков В.И., Рябков В.И. Метод выбора геометрии крыла самолета в плане по частным критериям // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2005. – Вып. 27. – С. 84 – 92.
5. Исследование аэродинамических характеристик изолированных крыльев, различающихся формой в плане при дозвуковых скоростях // Учен. записки ЦАГИ. – 1972. – № 8. – С. 47.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доцент И.Н. Волох, Нижегородский политехнический университет, Россия.

УДК 519.63:533.273

**В.С. КРИВЦОВ, С.И. ПЛАНКОВСКИЙ, Е.В. ЦЕГЕЛЬНИК, Е.К. ОСТРОВСКИЙ,
А.А. ТАРАН, А.В. ЛОЯН***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***СОСТАВ ГАЗА В ПЛАЗМОТРОНЕ С ЛАМИНАРНЫМ ПОТОКОМ
ПЛАЗМООБРАЗУЮЩЕГО ИНЕРТНОГО ГАЗА**

Представлены результаты математического моделирования течения смеси газов (воздух + аргон) в трёх моделях плазмотронов. Изучены поля скоростей и парциальных давлений. Установлены критерии оптимизации геометрии канала плазмотрона, исходя из полученных данных по отравлению катода атмосферным воздухом.

плазмотрон, полый катод, электрическая дуга, парциальное давление, термоэмиссия, моделирование, отравление

Введение

Постановка задачи и ее связь с научно-практическими задачами. Применение термоэмиссионных материалов на основе сложных оксидов щелочноземельных металлов в полых катодах дуговых плазмотронов, работающих с выбросом нагретого газа и плазмы в атмосферу, требует защиты эмитирующей электроны поверхности катода от отравления активными газами. К активным, прежде всего, следует отнести все кислородсодержащие газы не только в атмосфере воздуха, но и выделяющиеся с нагретых элементов конструкции плазмотрона при его работе. Известно, что в состав сухого атмосферного воздуха входят O_2 (23,1 масс. %); N_2 (75,5 масс. %); CO_2 (0,046 масс. %) и др. В воздухе также могут находиться пары H_2O (до 1,3 масс. %).

Возможность работы термоэмиссионных полых катодов с отбором больших электронных токов и сроком службы несколько тысяч часов определяется как выбором материала катода, так и степенью его защиты от воздействия атмосферного воздуха.

Анализ последних исследований и публикаций. Анализ источников поступления отравляющих газов в область полого катода в плазмотроне показал, что основными из них являются [1]:

- воздух, оставшийся в области катода после

предварительной продувки плазмотрона химически чистым инертным газом перед зажиганием электрической дуги;

- примеси O_2 , CO_2 , H_2O и N_2 , поступающие в плазмотрон в составе инертного газа Ar технической очистки;
- газовыделение с нагретых до высокой температуры термоэлектронного катода и элементов конструкции плазмотрона;
- диффузия в область полого катода атмосферного воздуха через встречный поток инертного газа.

Для защиты термоэмиссионных катодов от отравления атмосферным воздухом используется встречный поток защитного инертного газа Ar. Иногда защитный газ одновременно является и плазмообразующим, поэтому газодинамические характеристики такого потока, прежде всего, будут определять парциальное давление атмосферных газов в области катода, а, следовательно, и степень отравления катода.

Цель работы: экспериментально определить для выбранного материала катода предельно допустимое парциальное давление по воздуху ($P_{пр}$) в смеси газов (воздух + Ar), допускающее работу термоэлектронного катода без существенного его перегрева.

На основании численного эксперимента нестационарной математической модели газодинамических процессов смешения атмосферного воздуха и Ar в ламинарном потоке газа провести оптимизацию проточной части плазмотрона с целью исключения застойных зон накопления атмосферных газов, сокращения времени продувки аргоном газовых каналов перед зажиганием электрической дуги и определение оптимальных расходов защитного газа Ar.

Результаты исследования и их обсуждение

1. Отравляемость термоэмиссионного катода

Исследования, проведенные в Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» в области разработки прессованных и пропитанных термоэлектронных катодов на основе сложных оксидов бария $\text{Me}_x\text{Ba}_y\text{Me}_z\text{O}_v$, показали, что такие материалы являются эффективными термоэмиттерами с малой работой выхода электрона $\phi = 2,2 \div 2,4$ эВ в широком диапазоне температур $T = 1200 \div 2000$ К. Так, например, при температуре $T = 2000$ К катод обеспечивает токоотбор электронов в вакууме с плотностью тока $j = 230$ А/см² в импульсном режиме работы [2, 3].

Высокие температуры плавления таких соединений, $T_{пл} = 2860 \div 2890$ К, по сравнению с температурами плавления широко используемых в электронной технике материалов катодов:

- трехбариевым алюминатом – $T_{пл} = 1620$ К;
- алюмосиликатами – $T_{пл} = 1820$ К;
- вольфраматами – $T_{пл} = 1900$ К,

открывают большие перспективы использования $\text{Me}_x\text{Ba}_y\text{Me}_z\text{O}_v$ в качестве катодов дуговых плазмотронов, где рабочая температура катода в контакте с электрической дугой достигает 2000 К и выше.

Возможности использования сложных оксидов в плазмотронах, работающих с выбросом нагретого газа и плазмы в атмосферу, потребовали проведения

дополнительных исследований их отравляемости при напуске атмосферного воздуха на горячий эмиттирующий электроны катод. Характеристики отравления даются обычно отношением j/j_0 , где j и j_0 – плотности токов эмиссии отравленного и неотравленного катода.

На рис. 1 представлены результаты измерений степени отравляемости j/j_0 в зависимости от давления воздуха в вакуумной камере для образца катода с оптимальным содержанием компонентов. Измерения выполнены для разных температур катода. Как видно, устойчивость катодов к воздействию атмосферы с ростом температуры катода возрастает.

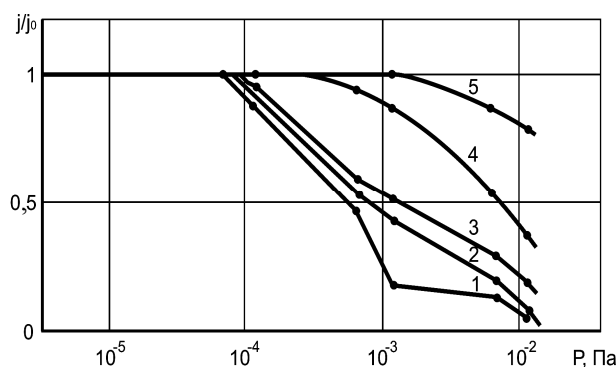


Рис. 1. Изменение термоэмиссионного тока катода оптимального состава от давления при напуске атмосферного воздуха T К: 1 – 1330; 2 – 1450; 3 – 1550; 4 – 1680; 5 – 1800

Зависимость $j/j_0 = f(P)$ позволяет установить предельное значение парциального давления атмосферных газов в смеси (воздух + Ar) в области термокатада плазмотрона.

Для каждой температуры катода существует пороговое значение давления воздуха P_{np} , выше которого наступает отравление катода. Ориентируясь приблизительно на рабочую температуру катода 1800 К, по кривой 5 на рис. 1 определим предельное парциальное давление по воздуху: $P_{np} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па. При температуре катода 1900 К P_{np} отодвигается в сторону более высокого давления, до 10^{-2} Па.

2. Математическая модель газодинамических процессов

Возможность технической реализации условий, когда парциальное давление по воздуху вблизи катода меньше предельно допустимого – P_{np} , требует исследования газодинамических параметров потока. Учитывая сложность конструкции плазмотрона, такие данные могут быть получены только в рамках математического моделирования задачи. На этапе проектирования это более предпочтительно с точки зрения скорости и стоимости исследований.

Трехмерная модель плазмотрона была разработана в системе SolidWorks 2003. С использованием встроенного алгоритма программы CosmosFlo-Works 2003 создана расчетная сетка проточной части плазмотрона. В основе математической модели лежат нестационарные уравнения в трехмерной постановке: неразрывности (1), движения вязкой сжимаемой жидкости (Навье-Стокса) (2) и уравнение энергии (3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}((\rho E + P)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i) = S_k u_k + Q_H, \quad (3)$$

где P – давление; u – скорость; ρ – плотность; S_i – внешняя сила, приложенная к единице объема; E – полная энергия на единицу массы; Q_H – объемный источник тепловыделения; τ_{ik} – тензор вязкостных напряжений; q_k – диффузионный тепловой поток.

Для описания развитого турбулентного течения используются уравнения Рейнольдса осредненного турбулентного движения. Система дифференциальных уравнений замыкается уравнением состояния идеального газа, $k-\varepsilon$ моделью турбулентности, зависимостями коэффициентов кинематической

вязкости и теплопроводности от температуры. Полученная система уравнений решается методом конечных объемов.

3. Газодинамические характеристики плазмотронов

Перед включением полость плазмотрона заполнена атмосферным воздухом, поэтому зажиганию дуги предшествует этап продувки ее аргоном для удаления атмосферных газов. Задавая начальные условия в плазмотроне:

$$- P_{возд} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$- T = 293 \text{ К};$$

$$- \text{расход химически чистого Ar } M = 4 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

и решая нестационарную задачу смешения газов (воздух + Ar), рассчитаны поля скоростей для нескольких конструкций плазмотронов, показанных на рис. 2.

Как следует из рис. 2, а в первой конструкции внутри полого катода 2 со сплошным дном полностью отсутствует движение Ar: $V_{z0} = 0$ (рис. 2, кривая а). Внутри полости катода образуется так называемый атмосферный газовый «карман».

На второй и третьей конструкциях удалось провести оптимизацию течения газа в каналах. Для ликвидации застойной зоны дно полого катода второй конструкции выполнено с четырьмя секторными прорезями (плазмотрон на рис. 2, б) и четырьмя отверстиями диаметром $d = 6 \text{ мм}$ (плазмотрон на рис. 2, в).

Как следует из графиков скоростей, на том же рис. 2 в моделях (б) и (в) удается получить достаточно большие скорости газового потока через полый катод, что гарантирует быструю очистку катодной полости от атмосферных газов на этапе предварительной продувки перед зажиганием дуги в плазмотроне.

Поле скоростей, представленное на рис. 2, б, в и картины линий тока на рис. 3, б, в указывают на ламинарный характер течения газа, как в каналах

плазмотронов, так и в полости катода. В ламинарном вязком потоке газа в цилиндрическом канале продольная скорость газа зависит от радиуса r и описывается параболической зависимостью

$$V_{zr} = \frac{2M\Re T}{\rho\mu\pi R^2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right), \quad (4)$$

где M – массовый расход аргона; $\Re$ – универсаль-

ная газовая постоянная; T – температура газа; ρ – плотность аргона; μ – молярная масса аргона.

При этом продольная скорость стремится к нулю вблизи стенок канала 3, образуя ламинарный пограничный заторможенный слой. Это подтверждает светлый фон на рис. 2, а, б, в.

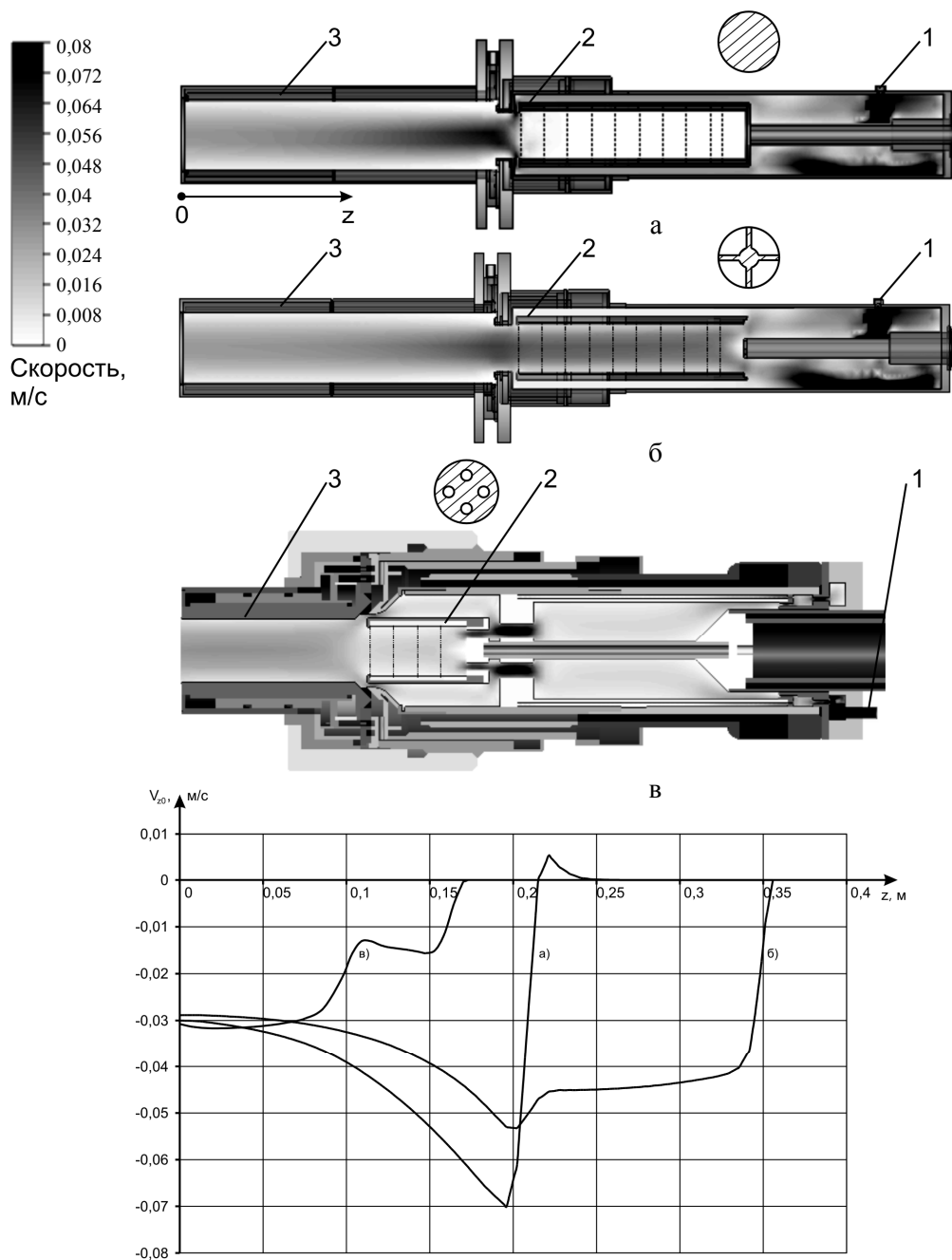


Рис. 2. Распределение продольной скорости газа вдоль оси плазмотрона (массовый расход аргона $M = 4 \cdot 10^{-5}$ кг/с; температура газа $T = 300$ К):
1 – ввод Ar, 2 – полый катод, 3 – канал плазмотрона

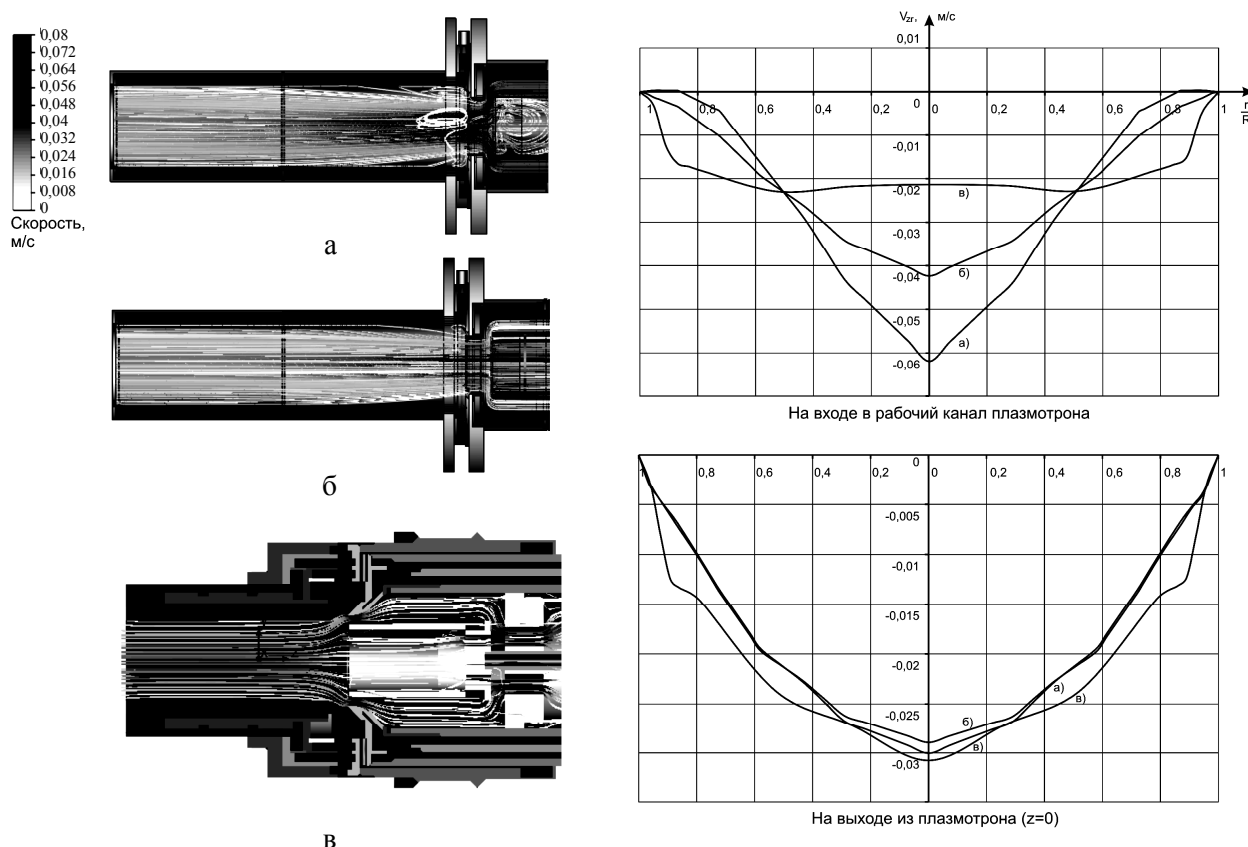


Рис. 3. Картина линий тока одинаковых скоростей и распределение продольных скоростей по радиусу канала плазмотрона ($M = 4 \cdot 10^{-5}$ кг/с; $T = 300$ К)

Распределение скоростей V_{zr} по радиусу каналов на выходе плазмотронов ($z = 0$) достаточно хорошо подчиняется параболическому закону (4), как это следует из графиков на рис. 3, а, б, в. Этого нельзя сказать о распределении скоростей по радиусу r для сечений на входе в каналы плазмотронов (графики на рис. 3). Для первой (а) конструкции имеет место широкий пограничный заторможенный слой у стенок канала. Из-за турбулентных возмущений на входе канала имеет место обратный поток Ar, хотя и с небольшими скоростями, что ухудшает защиту катода от атмосферных газов. Лучшие газодинамические характеристики имеет плазмотрон конструкции 3 (в), для которого ширина пограничного слоя минимальна по всей длине канала плазмотрона (графики на рис. 3).

4. Остаточное парциальное давление воздуха

Длительность предварительной продувки Ar не может быть большой. Это связано с высокой стои-

мостью химически чистого Ar и, как показало математическое моделирование, зависит от конструкции газового канала плазмотрона.

Нестационарная математическая модель течения двухкомпонентной смеси (воздух + Ar) позволяет рассчитать также и поле массовых концентраций воздуха вдоль канала плазмотрона для различных моментов времени продувки. Это позволяет построить зависимость осредненного по сечению парциального давления воздуха от времени продувки для полости катода (рис. 4).

В модели плазмотрона (а), где Ar не продувает полый катод, к концу цикла продувки ($t = 240$ с) парциальное давление воздуха превышает 5000 Па (рис. 4, кривая а). Это вызвано наличием газового «кармана» атмосферного воздуха в полости катода. Понятно, что включение электрической дуги с последующим нагревом термозлектронного катода приведет к его полному отравлению.

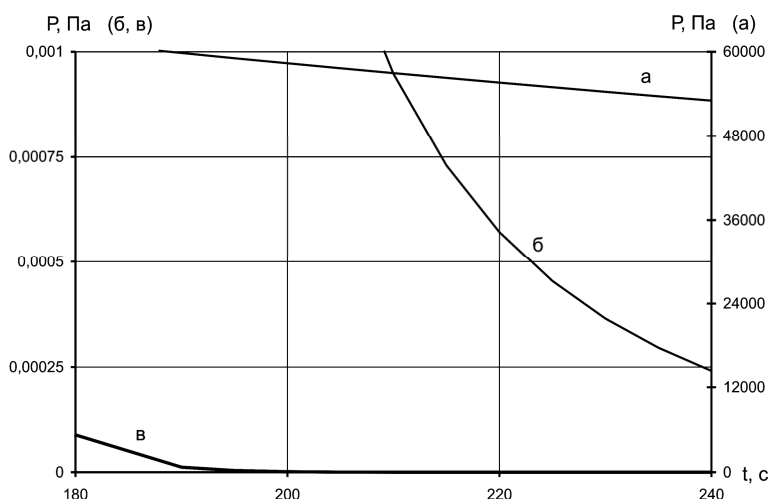


Рис. 4. Зависимость осредненного парциального давления воздуха от времени продувки в середине полого катода:
а – модель плазмотрона (а); б – модель плазмотрона (б);
в – модель плазмотрона (в)

В модели плазмотрона (б) полый катод продувается Ar через четыре секторные прорези и к моменту времени $t = 240$ с остаточное парциальное давление по воздуху ниже, чем предельно допустимое $P_{np} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па (рис. 4, кривая б).

Значительно сократить время предварительной продувки плазмотрона Ar удалось в третьей конструкции (в), где остаточное парциальное давление воздуха, равное P_{np} , получено через $t = 110$ с (рис. 4, кривая в).

Заключение

Перспективы дальнейших исследований.

Предлагаемые в работе критерии оптимизации газодинамических параметров плазмотронов и разработанный метод математического моделирования позволяют значительно сократить время проведения дорогостоящих экспериментальных исследований при проектировании плазмотронов с термоэлектронными катодами.

Выводы. 1. Проведено математическое моделирование течения двухкомпонентной смеси газов (воздух + Ar) в плазмотронах на этапе продувки аргоном перед зажиганием дуги с целью оптимизации

его проточной части.

2. Изучен ламинарный режим течения газа в трех конструкциях плазмотронов. Определены области возмущений, приводящие к частичной турбулизации потока.

3. Получено распределение дольных скоростей по радиусу напла плазмотронов.

4. Рассчитанные зависимости остаточного парциального давления в области термоэмиссионного катода позволяют оптимизировать газовый канал плазмотрона для защиты термоэмиссионного катода от отравления атмосферным воздухом.

Литература

1. Кривцов В.С., Планковский С.И., Цегельник Е.В. Нестационарная математическая модель для описания многомерных теплогидравлических эффектов в камере плазмотрона при предстартовой продувке // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: Сб. науч. трудов. – 2004. – Вып. 24. – С. 126 – 130.
2. Патент № 51550 від 11.06.2002 / А.О. Таран, Є.К. Островський, С.С. Орданьян. – Надруков. 15.11.2002. – Бюл. № 11.
3. Таран А.А., Островский Е.К., Комозынский П.А., Кислицын А.П., Орданьян С.С. Получение, излучательные характеристики и особенности импульсной термоэмиссии катодов на основе гафната бария с вольфрамом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 6 (14). – С. 5 – 11.

Поступила в редакцию 11.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Крашаница, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 629.035.7

А.М. ФЕДЮШКИН, Т.Б. БОГАЧЕВА

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ВЕНТИЛЯТОР-ДВИЖИТЕЛЬ ДЛЯ МАЛОСКОРОСТНЫХ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Исследован осевой вентилятор-двигатель. Даны рекомендации по взаимному расположению рабочего колеса и корпуса, величины зазора между ними с целью снижения уровня шума при сохранении величины тяги.

аппарат на воздушной подушке, малоскоростные летательные аппараты, движитель, осевой вентилятор, взаимное расположение рабочего колеса и корпуса, статическая тяга, уровень шума

Введение

Снижения уровня шума для малоскоростных летательных аппаратов является актуальной задачей. Аппараты имеют преимущественно небольшие размеры, летают с малой скоростью (до 200 км/ч) на небольших высотах (до 1000 м), используют «экраный эффект» или эффект воздушной подушки, интенсивно используются как вид транспорта. При этом пилот и пассажиры находятся непосредственно вблизи от источников шума (двигателя и движителя). Эффективность движительной установки определяется величиной тяги, отнесенной к затраченной мощности, поэтому величина создаваемой тяги является определяющей.

Формулирование проблемы

Вентилятор-двигатель имеет привод, уровень шума которого, как правило, ниже аэродинамического, создаваемого вентилятором. Поэтому основная задача – снижение аэродинамического шума вентилятора-двигателя. Величина создаваемой тяги вентилятором или винтом при заданных возможных габаритах и потребляемой мощности является определяющей для летательного аппарата.

У малоразмерных аппаратов на воздушной подушке движитель имеет несколько основных агрега-

тов. Величина аэродинамического шума зависит от формы входного устройства корпуса (К); формы и количества лопаток рабочего колеса (РК); взаимного расположения рабочего колеса и корпуса; размеров выходного устройства; наличия входного и выходного кока. Рекомендации по взаимному расположению рабочего колеса в корпусе и величине зазора между ними даны в [1]. В данной работе представлены экспериментальные исследования влияния длины и конусности выходного устройства, формы лопатки рабочего колеса на уровень шума и тягу. Эти результаты подтверждены испытаниями РК различных конструкций.

Постановка задачи. Данная экспериментальная работа является продолжением исследований по созданию движителя на основе осевого вентилятора.

Цель – изучение шумовых характеристик при сохранении высоких значений статической тяги.

Осевой вентилятор с тонкими листовыми лопатками на основе ОВ-101 [2], состоящего из РК с шестью лопатками, установленного в К. Относительный диаметр втулки – $\bar{d} = 0,4$, угол установки рабочего колеса – 30° . Коки устанавливались с обеих сторон вентилятора и выполнялись в виде полушфер с диаметром, равным диаметру втулки. Вход К выполнялся в двух вариантах: плавным по дуге окружности и конусным. Выход К выполнялся разной

длины и с разными величинами угла сужения конуса. Передняя кромка лопатки рабочего колеса на периферии выполнялась разной формы.

Величина создаваемой статической тяги измерялась динамометром, для чего исследуемый двигатель устанавливался на подвижную площадку.

Уровень общего шума измерялся на базовой поверхности 1 м от входа вентилятора шумомером PSI-2002. Подробнее конструкция установки описана в [3].

Анализ полученных результатов

Измененные условия входа – выхода воздуха в осевом вентиляторе в отличие от традиционных, позволяют отметить следующее.

1. Влияние величины угла конусности и длины выходного устройства

Известно, что для сходящейся трубы (конфузора) скорости в канале практически одинаковы по сечению, в отличие от диффузора, где профиль скоростей в центре значительно больше периферии [4]. Задача состоит в том, чтобы проверить параметры на выходе из вентилятора для относительно небольших углов сужения, так как равномерное поле скоростей должно положительно влиять на тягу и обеспечивать более равномерное распределение давления на рули управления поворотом аппарата. На рис. 1 и 2 показаны зависимости по тяге и шуму, из которых видно, что классическое расположение РК в К не является оптимальным. Выдвижение РК из К на расстояние $\bar{a} = \left(\frac{a}{b}\right) \cdot 100\% = 15\%$ (где a –

величина выдвижения РК из К, мм; b – ширина РК, мм) не дает значительного прироста тяги, но обеспечивает минимальное значение по шуму (снижение на 6 дБА по сравнению с исходным вариантом). Кроме того, эксперименты показали, что интересующие нас характеристики практически не зависят от длины выходной части К и должны ограничи-

ваться минимально необходимыми конструктивными размерами (рис. 2). Причем выдвижение рабочего колеса на ту же величину $\bar{a}$ также снижает шум.

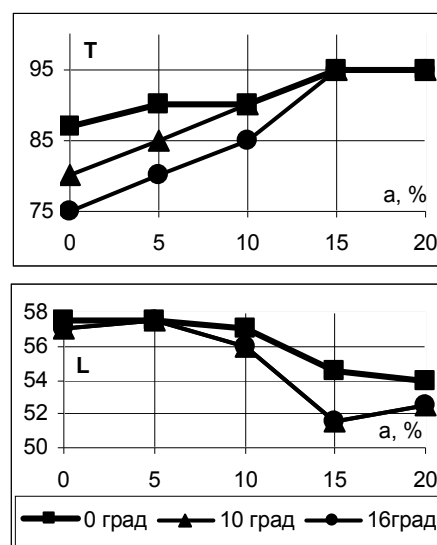


Рис. 1. Тяговые и шумовые характеристики при углах конусности (0°, 10°, 16°) выходного устройства

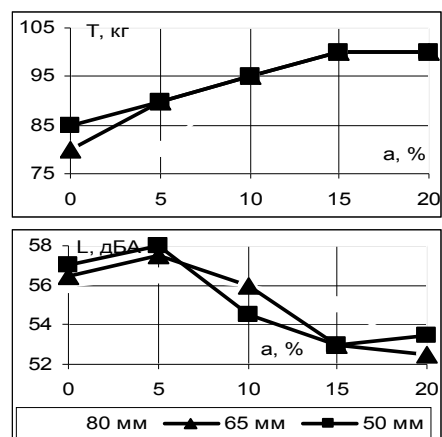


Рис. 2. Тяговые и шумовые характеристики при различных величинах длин выходного устройства без конусности

2. Влияние формы лопатки

Измененные условия входа воздушного потока, связанные с взаимным расположением РК и К, требуют исследований формы лопатки, особенно у периферии и вне цилиндрической части корпуса.

Предварительные эксперименты по увеличению радиуса скругления лопатки на входе в целом не привели к положительному результату. Значительное

сужение ширины лопадки у периферии приводит к падению величины создаваемой статической тяги, хотя положение РК на расстоянии $\bar{a} = 15\%$ и более от К в каждом из исследованных колес дает снижение общего уровня шума. Вероятно, что небольшая кривизна лопадки, характерная для осевых вентиляторов, делает концы лопаток «прозрачными» и необходимо развитие лопадки в цилиндрической части по примеру саблевидности. Дальнейший поиск повышения эффективности позволил предложить иную форму лопадки – отогнутой на периферии в направлении вращения с сохранением размеров хорды. Однако предварительные исследования в этом направлении пока не дали существенных результатов.

3. Форма входного устройства

Стремление упростить конструкцию входного устройства К привело к сравнению входных устройств, выполненных по радиусу и с уклоном в 30° . Габаритные размеры К при этом оставались одинаковыми. Как и ожидалось, тяговые характеристики выше у вентиляторов с плавным входом, шум практически одинаков (рис. 3).

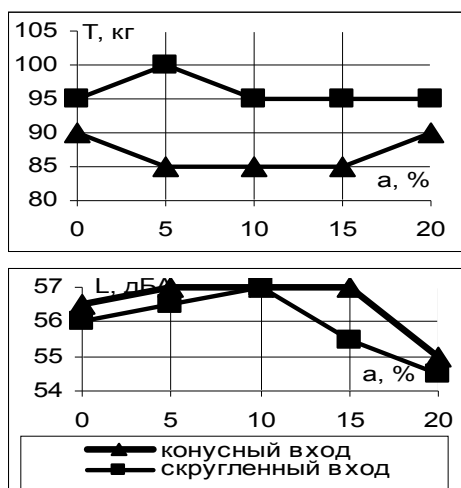


Рис. 3. Тяговые и шумовые характеристики при различных входных устройствах

Если для разрабатываемого движителя приоритетным является уровень создаваемого шума, то входное устройство можно выполнять упрощенно,

т.е. конусным, а рабочее колесо выдвигать из корпуса на расстояние $\bar{a} = 20\%$.

Заключение

Данные эксперименты получены для статической тяги. В дальнейшем эти результаты должны быть проверены и для динамической тяги. Нами рекомендуется использовать в качестве вентиляторов-двигателей вентиляторы ЦАГИ средняя величина относительной хорды которых $\overline{b_{cp}} = 0,19$. Задача определения оптимальной хорды с целью снижения собственного сопротивления вентилятора-двигателя и форме лопадки является открытой. Учет рекомендаций по взаимному расположению РК и К позволяет получить конструкцию движителя с приемлемым уровнем шума и высокими тяговыми показателями.

Литература

1. Богачева Т.Б. Исследование осевого вентилятора-двигателя для транспортных средств // Сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та. им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – Х.: ХАИ. – 2003. – Вып. 34 (3). – С. 64 – 67.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. – М.: Недра, 1978. – 200 с.
3. Богачева Т.Б. Повышение эффективности осевых вентиляторов, не предназначенных для создания статического давления // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. – Вып. 29 (2). – С. 10 – 14.
4. Идельчик И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. – М.: Машиностроение, 1983. – 352 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Е. Тараненко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК 621.165:51.380

А.В. РУСАНОВ, С.В. ЕРШОВ

ООО «FlowER», Украина

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Украина

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СТРУКТУРЫ ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТАХ

Рассматриваются трехмерные вязкие нестационарные течения газа в лопаточных аппаратах турбомашин. Моделирование потока осуществляется решением осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Исследуется тонкая структура пространственного течения, в том числе и при нестационарном взаимодействии решеток направляющего аппарата и рабочего колеса.

численное моделирование, уравнения Навье-Стокса, лопаточный аппарат, трехмерное вязкое течение, периодически нестационарное взаимодействие, вторичные течения

Введение

В настоящее время достаточно широко распространена практика моделирования течений на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса, что дает возможность проводить укрупненный анализ течения – на уровне выделения отрывов, скачков уплотнения, зон ускорения или торможения потока и т.д. Однако, возможности современной вычислительной газодинамики значительно шире и уже позволяют выполнять детальный анализ сложной структуры трехмерного течения для понимания физики процессов, получать не только качественно, но и количественно точный результат.

При движении лопаточных аппаратов относительно друг друга происходит их аэродинамическое взаимодействие, проявляющееся, в частности, в возникновении периодической нестационарности течения. Такое взаимодействие влияет на осредненные по времени характеристики отдельных решеток и проточной части в целом, вызывает переменные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки, а в охлаждаемых ступенях турбин приводит к температурной сегрегации потока. Рассматриваемому вопросу посвящен ряд экспериментальных работ [1 – 3] и др., однако проведение физического экспе-

римента для исследования такого тонкого и сложного явления, как нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов, сопряжено с рядом технических трудностей. Поэтому в последнее время для его изучения все чаще используется численное моделирование на основе интегрирования уравнений течения вязкого газа [4, 5] и др. Нестационарность течения, возникающая при аэродинамическом взаимодействии, обусловлена, главным образом, тремя факторами [6]:

- 1) потенциальной неравномерностью;
- 2) вязкими кромочными следами;
- 3) ударными волнами (при трансзвуковых скоростях течениях в осевых зазорах).

В работе наибольшее внимание уделено исследованию вязких следов, так как их непосредственное влияние, по сравнению с потенциальной неравномерностью и ударными волнами, наблюдается на достаточно больших расстояниях от источника их генерации.

Неотъемлемой частью пространственных течений в межлопаточных каналах турбомашин являются вторичные течения. Прежде всего, они вносят существенный вклад в потери кинетической энергии, однако, этим их влияние на поток не ограничи-

вается. При попадании кромочных следов в область вторичных течений происходит значительное изменение структуры последних, что сказывается как на нестационарных нагрузках, так и на температурных пульсациях. В работе приведен анализ структуры вторичных течений и рассмотрен вопрос влияния кромочных следов при их прохождении через решетки, стоящие ниже по потоку, что помогает понимать физику течения и оценивать качество обтекания лопаточных аппаратов.

1. Численная модель

Для выполнения газодинамических расчетов вязкого трехмерного нестационарного потока в проточных частях турбомашин использовался разработанный авторами программный комплекс *FlowER-U* [7]. Течение газа описывается осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Моделирование турбулентности осуществляется с помощью дифференциальной двухпараметрической модели Ментера (SST) [8]. Исходные уравнения решаются численно неявной ENO схемой второго порядка аппроксимации [9]. Комплекс позволяет учитывать выдувы охлаждающего воздуха с поверхностей меридиональных обводов и лопаток, надбандажные, диафрагменные протечки и течение в радиальном зазоре. Для строгого учета нестационарного аэродинамического взаимодействия лопаточных аппаратов необходимо проводить расчет во всех межлопаточных каналах каждого венца с учетом изменения взаимного положения решеток во времени. Такой подход требует больших вычислительных затрат, и расчеты, выполняемые на его основе, пока нельзя широко использовать в практике проектирования. В работе применен альтернативный подход, использующий обобщенное условие пространственно-временной периодичности течения [10, 11], что дает возможность включать в расчетную область только по одному межлопаточному каналу каждого венца.

2. Численные результаты

2.1. Структура вторичных течений в прямой турбинной решетке

Геометрические характеристики решетки и результаты ее экспериментального исследования подробно описаны в работах [12, 13]. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по интегральным характеристикам приведено в работе [14].

На рис. 1 показано сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными по изолиниям потерь полного давления в поперечном сечении на расстоянии 42% ширины решетки за выходными кромками для двух режимов обтекания.

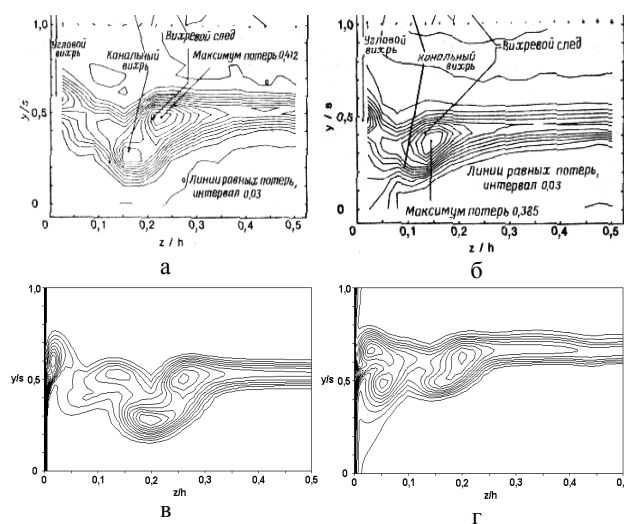


Рис. 1. Потери полного давления: а, б – эксперимент; в, г – расчет; а, в – номинальный режим; б, г – режим угол атаки – 23°

Результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными, прослеживается положение основных вихревых образований, вызванных вторичными течениями.

На рис. 2 показана визуализация структуры вторичных течений, полученная по результатам расчета и в эксперименте, а также эскизная интерпретация экспериментальных данных. Перед входной кромкой вблизи торцевой поверхности видно положение седловой точки, от которой отходит две ветви подковообразного вихря. Ветвь подковообразного вихря, приходящая со стороны разрежения, затекает на

сторону разрежения несколько раньше, чем ветвь, приходящая со стороны давления. Этот факт отмечен также и на эскизе анализа эксперимента. Таким образом, численные результаты качественно правильно описывают этот вихрь. В подковообразный вихрь сворачивается поток, приходящий с пограничным слоем по всей ширине решетки. За подковообразным вихрем наблюдается перетекание от стороны давления на сторону разрежения, образующее канальный вихрь. Сложно точно выделить линию раздела, где заканчивается подковообразный вихрь и начинается канальный. Тем не менее, очевидно, что канальный вихрь следует за подковообразным, а пограничный слой в канальном вихре – это вновь образовавшийся пограничный слой, «старый» же свернулся вокруг подковообразного вихря. Необходимо отметить согласование результатов расчета и эксперимента. Также наблюдается угловой вихрь, который начинает формироваться после затекания подковообразного вихря на сторону разрежения. Таким образом, можно сделать вывод, что численный эксперимент с использованием CFD позволяет изучать тонкую структуру течения в межлопаточных каналах турбомашин.

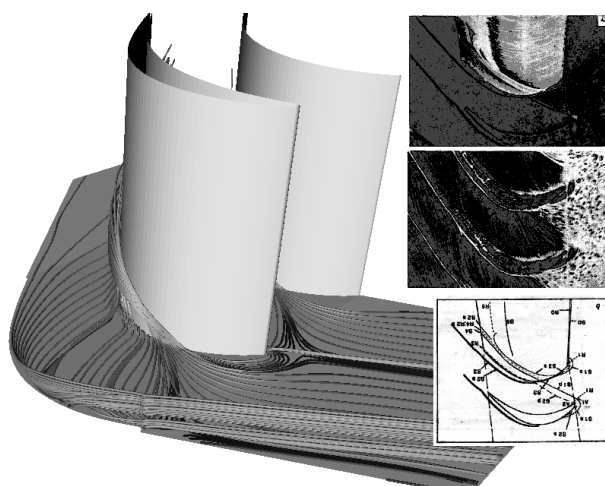


Рис. 2. Структура вторичных течений

2.2. Периодически нестационарное обтекание турбинной ступени

Выполнено численное исследование периодически нестационарного обтекания турбинной ступени

с охлаждаемыми лопатками статора, геометрические и газодинамические характеристики которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические и газодинамические характеристики турбинной ступени

Параметр	Статор	Ротор
Количество лопаток	68	94
Относительная высота лопатки (по среднему сечению)	1,55	2,36
Относительный шаг решетки (по среднему сечению)	0,98	0,87
Высота лопатки [мм]	101	126
Корневой диаметр [мм]	633	629
Частота вращения [об/мин]	–	5150
Осевой зазор [мм] (по среднему сечению)	21,4	
Полное давление на входе [МПа]	0,63726	
Полная температура на входе [К]	1213	
Статическое давление на выходе [МПа]	0,2225	
Массовый расход охлаждающего воздуха, % от общего расхода	2,7	
Температура охлаждающего воздуха [К]	723	

На рис. 3 изображены изолинии энтропийной функции в среднем сечении РК для четырех моментов времени на периоде.

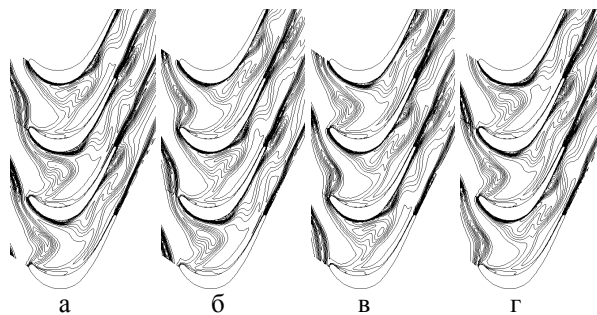


Рис. 3. Энтропийная функция. Прохождение следов: а – $t = 0$; б – $t = 0,25T$; в – $t = 0,5T$; г – $t = 0,75T$

Представленная картина визуализирует процесс прохождения охлажденных кромочных следов через межлопаточный канал РК. После попадания следа в межлопаточный канал РК он перерезается лопаткой и прижимается к стороне разрежения. Вблизи стороны разрежения, где скорость выше, чем в ядре потока, и у стороны давления, происходит смыкание следов.

На рис. 4 представлены отклонения векторов

скорости от значений, осредненных по времени в среднем сечении РК для четырех моментов времени на периоде.

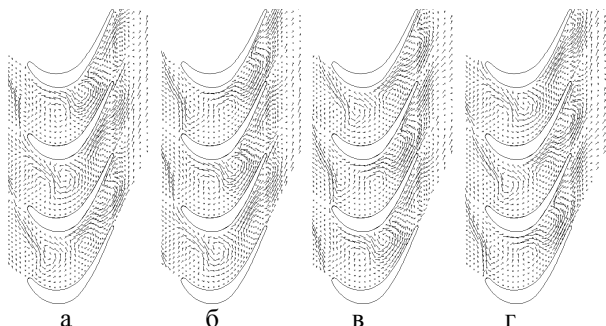


Рис. 4. Отклонения векторов скорости от среднего значения: а – $t=0$; б – $t=0,25T$; в – $t=0,5T$; г – $t=0,75T$

Из представленного рисунка хорошо видно, что в областях прохождения следа возникают «обратные» течения, которые инициируют образование вихревых зон. Наличие кромочных следов вызывает дополнительное перетекание потока в радиальном направлении. Так при попадании на поверхность лопатки РК кромочный след от НА за счет центробежных сил отбрасывается к периферии. Кроме того, в самом следе в случае не осевого направления потока, имеет место перетекание к корневым сечениям (рис. 5). Это связано с локальным нарушением условия радиального равновесия в следе.

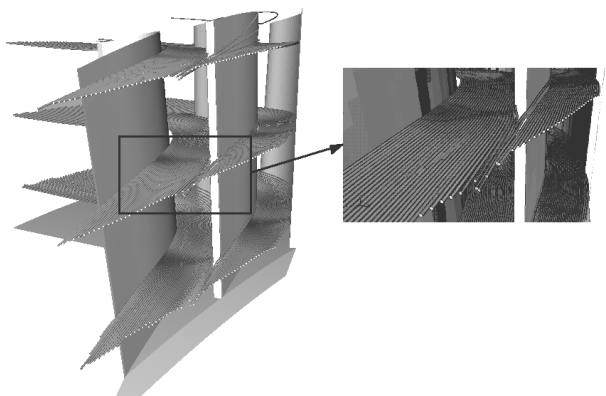


Рис. 5. Линии тока. Статор

На рис. 6 показана картина изменения структуры вторичных течений в роторе в зависимости от момента времени на периоде. Видно, что картина течения меняется существенным образом, причем при попадании в зону вторичных течений охлажденного кромочного следа последний сносится на

сторону разрежения лопатки, что приводит к усилению температурных пульсаций на поверхности лопатки ротора.

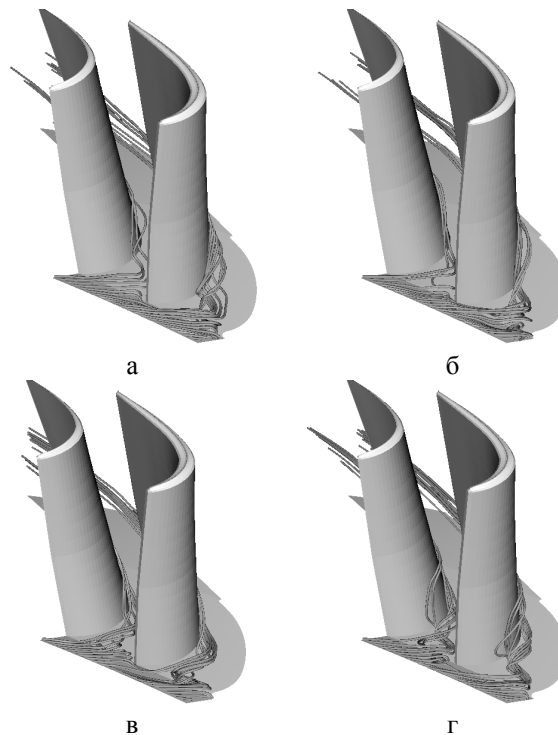


Рис. 6. Линии тока. Ротор
а – $t=0$; б – $t=0,25T$; в – $t=0,5T$; г – $t=0,75T$

На поверхности лопатки возникают существенные пульсации статической температуры по времени, что и продемонстрировано на рис. 7. Здесь видно, что пульсация температуры на стороне разрежения достигает 90 градусов, а разность температур между сторонами лопатки доходит до 100 градусов.

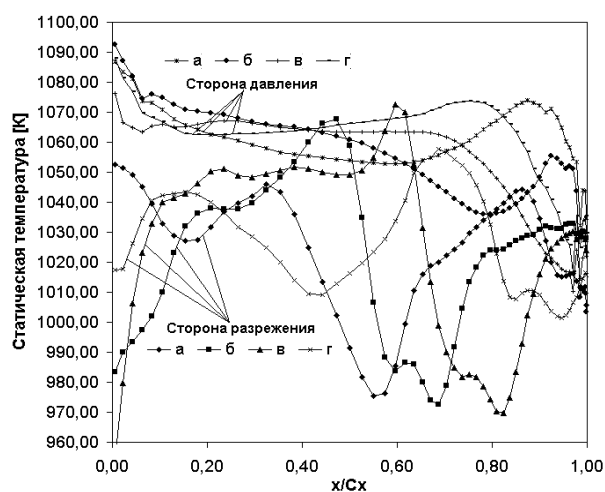


Рис. 7. Статическая температура:
а – $t=0$; б – $t=0,25T$; в – $t=0,5T$; г – $t=0,75T$

Минимум температуры находится на стороне разрежения в вихревой зоне расположенной «между» двумя следами. Как показал анализ течения, в эту зону приходит охлажденный след, расположенный на меньшем радиусе.

Заключение

Выполнены расчеты прямой решетки и турбинной ступени с учетом периодически нестационарного взаимодействия лопаточных венцов. Используемая математическая модель позволяет исследовать тонкие газодинамические эффекты течения в межлопаточных каналах турбомашин. Вязкие кромочные следы вызывают существенное «усиление» трехмерности течения.

Литература

1. Dunn M.G. Convective Heat Transfer and Aerodynamics in Axial Flow Turbines // Proc. ASME TURBO EXPO 2001, June 4 – 7, New Orleans, Louisiana, USA (ASME Paper 2001-GT-0506). – 2001. – 63 p.
2. Kerrebrock J.L., Mikolajczak A.A. Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance // ASME J. Eng. for Power. – 1970. – 92, № 2. – P. 359 – 369.
3. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-row Effects on Axial Compressor Stage Performance. – AIAA 98-3413. – 1998. – 13 p.
4. Rusanov A.V., Yershov S.V. Numerical method for calculation of 3d viscous turbomachine flow taking into account stator / rotor unsteady interaction // The 4th Colloq. Process Simulation, ed. A. Jokilaakso, 11 – 13 June 1997. – Espoo, Finland. – 1997. – P. 179 – 197.
5. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
6. Jung A.R., Mayer J.F., Stetter H. Simulation of 3D-Unsteady Stator/Rotor Interaction in Turbomachinery Stages of Arbitrary pitch ratio. – ASME Paper 96-GT-069. – 1996. – 12 p.
7. Русанов А.В., Ершов С.В. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в проточных частях произвольной формы // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. тр. ИПМаш НАН Украины. – 2003. – Т. 1. – С. 132 – 136.
8. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 8. – P. 1598 – 1605.
9. Ершов С.В. Квазимонотонная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – 6, № 11. – С. 58 – 64.
10. Erdos J., Alzner E. Computation of Unsteady Transonic Flows through Rotating and Stationary Cascades. Vol. 1. Method of Analyses. – NASA CR 2900, 1977. – 120 p.
11. Соколовский Г.А., Гнесин В.И. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашинах. – К.: Наук. думка, 1986. – 264 с.
12. Ходсон Х.П., Домини Р.Дж. Пространственное течение в решетке профилей турбины низкого давления на расчетном режиме // Тр. амер. об-ва инж.-мех. Энергет. машины и установки. – 1988. – № 2. – С. 116 – 126.
13. Ходсон Х.П., Домини Р.Дж. Характеристики турбинной решетки при низких давлениях на нерасчетном режиме // Тр. амер. об-ва инж.-мех. Энергет. машины и установки. – 1988. – № 2. – С. 127 – 137.
14. Русанов А.В. Апробація чисельної моделі в'язкої турбулентної течії газу в широкому діапазоні режимних параметрів // Зб. наук. праць ХІ ВПС. – 2004. – Вип. 2 (11). – С. 3 – 9.

Поступила в редакцию 2.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 621.44.533.697

Ю.П. КУХТИН, В.М. ЛАПОТКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ОСЛАБЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ, ОБУСЛОВЛЕННОГО ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОТ ВЫШЕСТОЯЩЕГО СОПЛОВОГО АППАРАТА СТУПЕНИ

Результаты расчетов, представленных в данной работе, показывают, что спектр нестационарных сил, действующих на профили лопаток рабочего колеса турбины, содержит гармоники, обусловленные вышестоящим сопловым аппаратом ступени. Допуская совпадение собственных частот колебаний и частот возбуждающих сил, делается анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки введением разношаговости лопаток вышестоящего соплового аппарата

резонансные колебания, собственная частота, спектр возбуждающих сил, нестационарное течение, разношаговый сопловой аппарат, рабочая лопатка, лагранжевы сетки

Введение

При обтекании вращающейся рабочей решетки неоднородным потоком газа лопатки рабочего колеса испытывают возбуждающие силы. Эти нестационарные нагрузки в случае близости частоты возбуждения и собственной частоты колебаний лопаток способны вызвать (так называемые резонансные) колебания значительной амплитуды, приводящие порой к поломке лопаток.

Неоднородность, создаваемая вышестоящим направляющим аппаратом, является наиболее существенной для рабочих лопаток. Возмущающие силы от направляющего аппарата имеют частоту $n \cdot Z_1$ (n – частота вращения ротора, Z_1 – число лопаток направляющего аппарата). Выбор чисел лопаток сопловых аппаратов по отношению к частотам собственных колебаний лопаток рабочих колес может оказаться затруднительным, в особенности для многоступенчатых турбомашин, предназначенных для работы в широкой области оборотов. В этом случае необходимо обеспечить работоспособность рабочих лопаток в условиях эксплуатации, близких к резонансным.

Существуют различные методы снижения пере-

менных нагрузок, действующих на рабочие лопатки. Некоторые из них связаны с воздействием на рабочие лопатки – установка различного рода демпферов и бандажей. Одним из методов, которым можно снизить динамические напряжения в рабочих лопатках, является выполнение с неодинаковыми шагами вышестоящих сопловых решеток (разброс шагов) [1].

В настоящей работе представлены результаты численных исследований, которые были посвящены изучению влияния разношаговости вышестоящего соплового аппарата на спектр возбуждающих сил, приложенных к лопаткам рабочего колеса.

1. Предмет исследования

Предметом исследования, результаты которого представлены в данной работе, являлась экспериментальная ступень турбины высокого давления (рис. 1).

Газодинамические параметры, при которых проводились исследования рассматриваемого узла, были следующие: $n = 800,0$ об/сек; $P^* = 700000$ Па; $T^* = 1450$ К; $P_2 = 205000$ Па; $T_2 = 1100$ К; $\alpha = 0,0$; $\kappa = 1,33$; $R = 287$ Дж/кг·К. Число Рейнольдса, определенное по общей осевой протяженности расчет-

ной области, изотермической скорости звука $\sqrt{RT_2}$, физической вязкости среды на выходе из ТВД, составило 610000,0.

Теоретически статорная решетка может быть выполнена с непрерывным изменением шага, однако технологически дешевле изготовить сопловой аппарат, состоящий из нескольких сегментов с постоянным шагом.

В нашем случае первый сектор состоял из одного канала, а оставшиеся 9 секторов содержали по два канала (рис. 2).

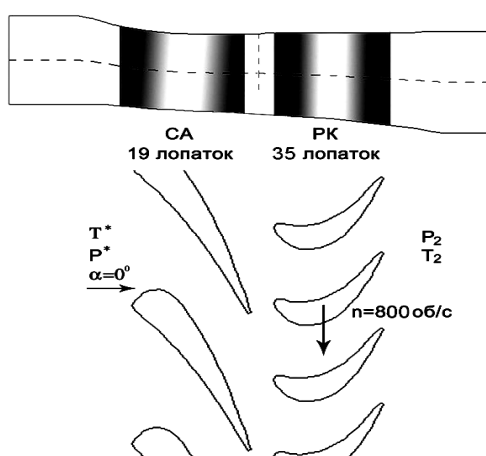


Рис. 1. Конфигурация тракта и фрагмент развертки срединной поверхности тока

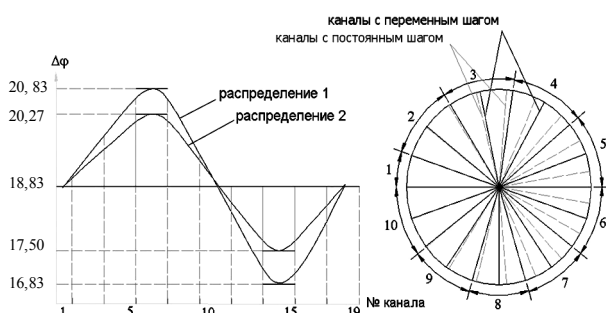


Рис. 2. Схема периодического изменения углов расположения лопаток статора

Поскольку предлагаемые мероприятия затрагивают конструкцию установки, необходимо, чтобы вносимые изменения были минимальными и не вызывали ухудшения аэродинамических характеристик исходной решетки. Изменение по окружности шагов лопаток статора в составляющих секторах

осуществлялось синусоидальным образом с амплитудой $\pm 2^\circ$ (рис. 2), что составляло $\approx \pm 10\%$ исходного шага. Для проверки допустимости выбранного диапазона изменения шага статорной решетки были проведены предварительные оценки потерь стационарных течений в трех вариантах ступени: для минимального ($\Delta\phi = 16,83$), номинального ($\Delta\phi = 18,83$) и максимального ($\Delta\phi = 20,83$) шагов решеток СА.

Стационарный к.п.д., определенный по формуле

$$\eta = \frac{P_2^0(S) - P_2}{P_0^0 - P_2}, \quad (1)$$

где P_2 — статическое давление на выходе ступени; P_0^0 — полное давление на входе ступени; $P_2^0(S)$ — полное давление на выходе ступени, определенное с учетом потерь, для ступени, содержащей решетки СА с минимальным, номинальным и максимальным шагами, составил соответственно: 0,976; 0,973; 0,971.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что выбранные отклонения шага решетки соплового аппарата от расчетного не приводят к существенному ухудшению параметров ступени.

2. Выбор метода исследования

Современный уровень развития численных методов и вычислительной техники не позволяет при решении поставленной задачи опираться на целостные модели пространственного течения вязкого газа. Такие модели недостаточно эффективны, чтобы их использовать для расчета течений в полных лопаточных венцах, а также имеют значительные погрешности на стыках сеток роторных и статорных решеток.

Учитывая широкий диапазон исследуемого времени — требуется проводить аэродинамический расчет системы двух венцов в течение нескольких (более двух) оборотов ротора, авторы ограничились моделированием 2-d нестационарного течения вяз-

кого газа в слое переменной толщины на переменном радиусе.

В качестве инструмента исследования 2-d нестационарных течений в ступени турбины авторы использовали разработанный ими и неоднократно использованный метод отслеживания струй тока (МОСТ) [2]. В основу этого метода положено численное решение с помощью консервативной разностной схемы общих нестационарных уравнений, записанных в виде законов сохранения для вязкого теплопроводного газа [3].

Отличительной чертой используемой разностной схемы является использование подвижных, так называемых лагранжевых, сеток. Лагранжевые сетки – это ориентированные в направлении течения бесконечно тонкие, невесомые и непроницаемые для основного потока поверхности. Такие поверхности являются проницаемыми лишь для молей среды, которые имитируют диффузию, обусловленную физической вязкостью и турбулентным движением среды.

Благодаря интегрированию исходной системы уравнений для двух взаимодействующих решеток в абсолютной, связанной с решеткой соплового аппарата системе координат, используемый подход позволил устранить также негативный эффект – «мазание» параметров на линиях стыковки сеток. Это особенно важно при исследовании нестационарных течений в турбомашинах, где наряду с потенциальной неоднородностью поля параметров присутствует не менее интенсивная следовая неравномерность параметров.

3. Обсуждение результатов расчета

Расчетная область состояла из двух полных лопаточных венцов. Все параметры течения приводились к безразмерному виду. В качестве эталонов давления и температуры принимались параметры P_2

и T_2 на выходе из турбины. Эталонном скорости служила изотермическая скорость звука, определенная также по параметрам на выходе из турбины. За единицу длины принималась осевая протяженность расчетной области: 70,0 мм.

В каждом из исследуемых случаев после достижения режима установления течения были получены нестационарные поля параметров, характеризующие течение газа в двух взаимодействующих друг с другом венцах.

В качестве примера на рис. 3 – 6 представлены фрагменты мгновенных полей числа Маха, полной температуры, статической температуры, параметра энтропии, полученные при номинальном постоянном шаге лопаток соплового аппарата ступени.

Параметры нагружения рабочей лопатки, полученные из расчета нестационарного течения в ступени с постоянным шагом лопаток СА, представлены на рис. 7, 9. Динамическое нагружение рабочей лопатки характеризуется присутствием гармоник, обусловленных вышерасположенными лопатками СА (рис. 9).

Для оценки влияния разношаговости лопаток соплового аппарата на динамическую нагрузку рабочих лопаток помимо базового расчета с решеткой СА постоянного шага был проведен расчет нестационарного течения в ступени турбины с решеткой СА переменного шага (рис. 2, распределение 1).

Параметры нагружения лопатки РК, полученные из расчета нестационарного течения в ступени турбины при наличии разношаговости СА, представлены на рис. 8, 10. Динамическое нагружение лопатки в этом случае характеризуется уменьшением («размытием») 19-й гармоники, а также возникновением низкочастотной 1-й гармоники (рис. 10) в спектре возбуждающих сил.

Как видно из рис. 10, уменьшение мощности 19-й гармоники сопровождается одновременным возрастанием мощности «соседних» гармоник.

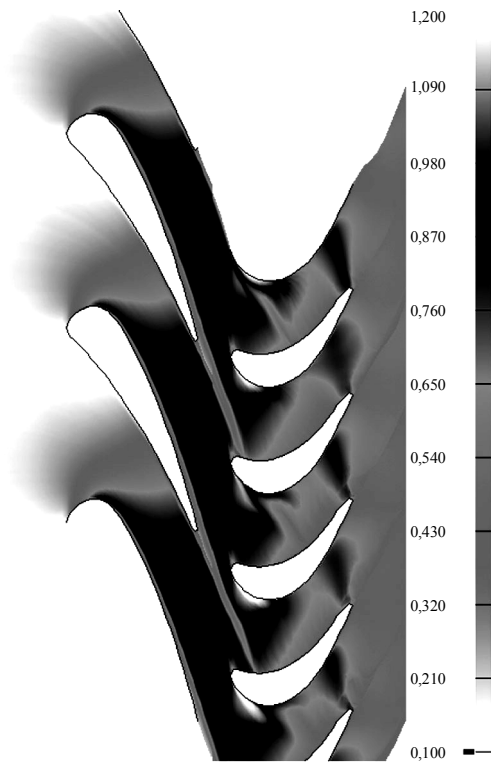


Рис. 3. Фрагмент мгновенного поля числа M в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

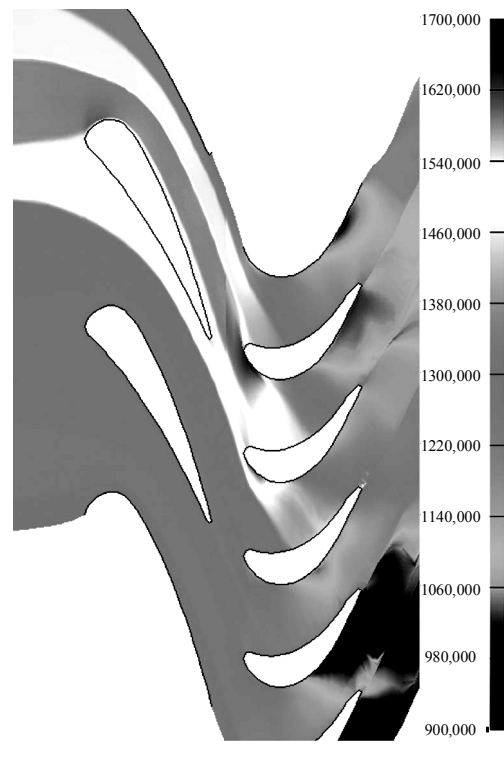


Рис. 4. Фрагмент мгновенного поля полной температуры в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

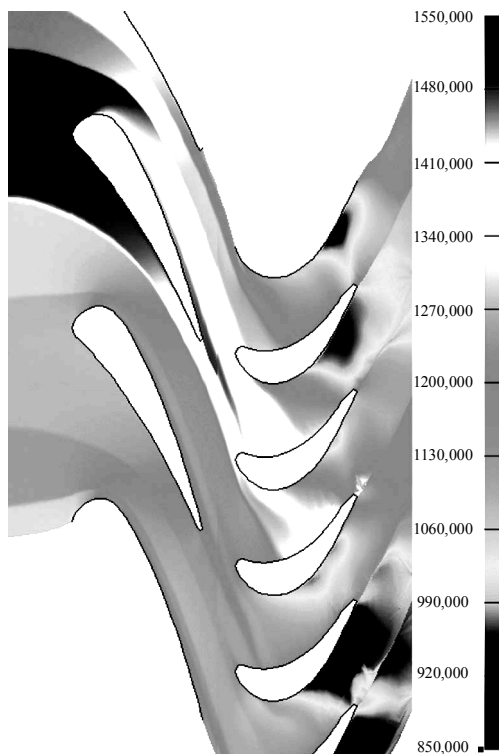


Рис. 5. Фрагмент мгновенного поля статической температуры в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

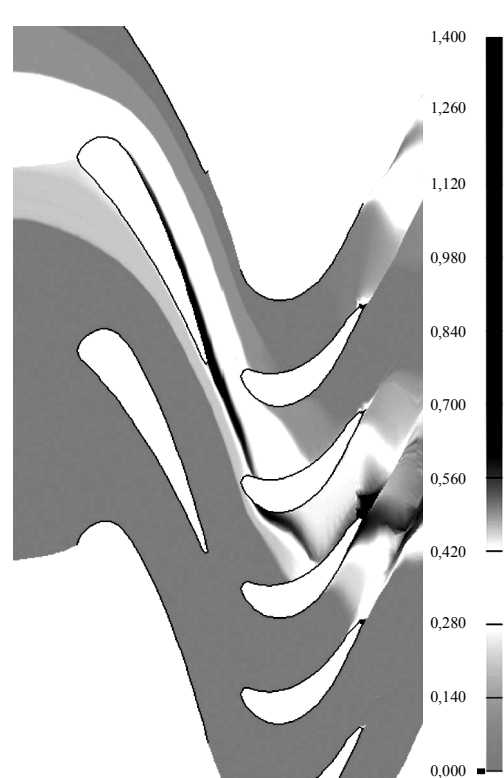
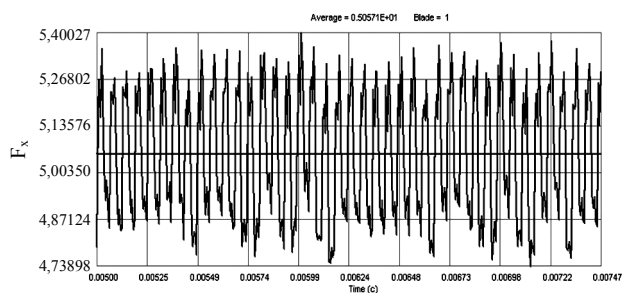
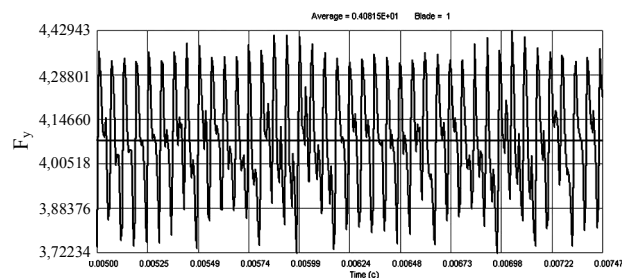


Рис. 6. Фрагмент мгновенного поля энтропии среды в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата



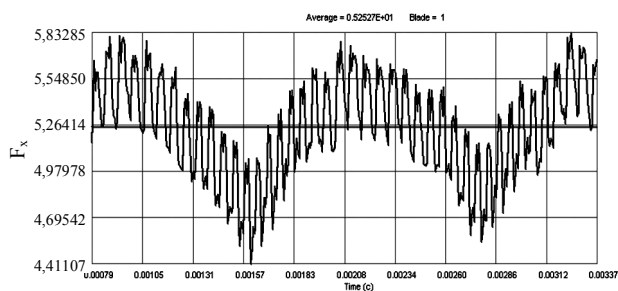
а



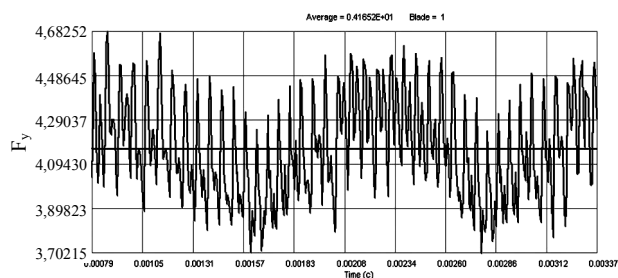
б

Рис. 7. Эпюры возбуждающих сил, приложенных к перу рабочей лопатки ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата:

а – осевая составляющая;
б – окружная составляющая



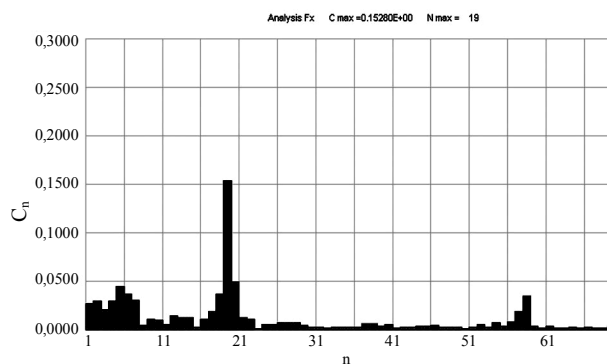
а



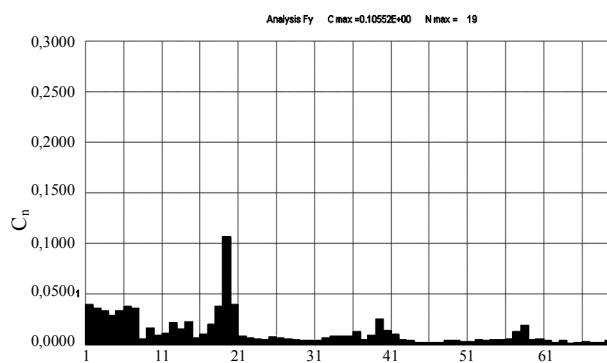
б

Рис. 8. Эпюры возбуждающих сил, приложенных к перу рабочей лопатки при разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 1):

а – осевая составляющая;
б – окружная составляющая



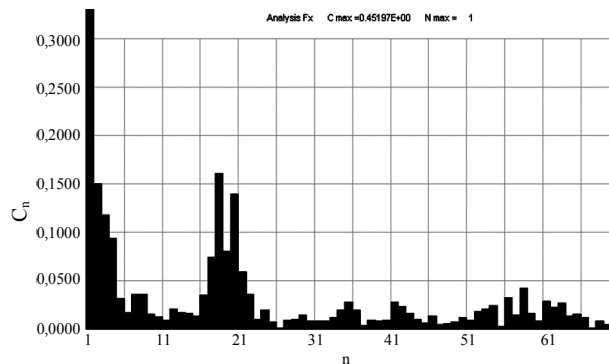
а



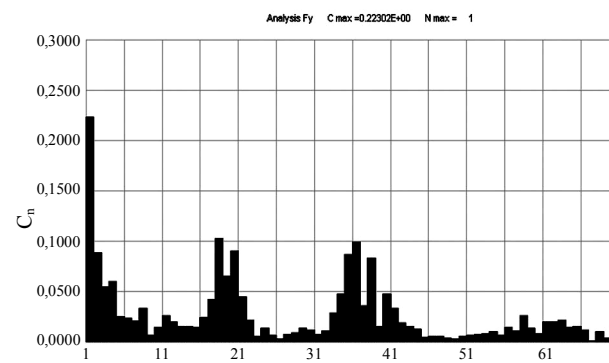
б

Рис. 9. Спектральная характеристика нестационарных сил, действующих на лопатки рабочего колеса ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата:

а – осевая, б – окружная составляющие



а



б

Рис. 10. Спектральная характеристика возбуждающих сил, приложенных к лопаткам рабочего колеса при наличии разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 1):

а – осевая, б – окружная составляющие

Очевидно, существует оптимальное распределение шагов решетки СА, при котором распределение мощностей гармоник по окolorезонансным частотам будет более гладкое. Варьируя абсолютным значением отклонения шага решетки от номинального и видом функции распределения величины шага по окружности, можно добиться такого оптимума. Так, на рис. 11 представлены результаты нагружения рабочей лопатки, полученные из расчета нестационарного течения в ступени турбины при скорректированной разношаговости СА (распределение 2 на рис. 2).

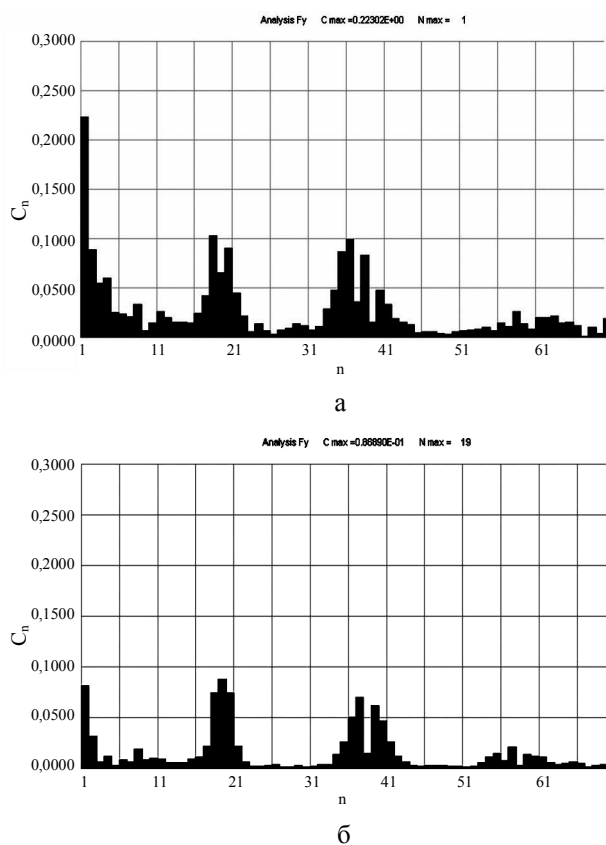


Рис. 11. Спектральная характеристика возбуждающих сил, приложенных к лопаткам РК при скорректированной разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 2 на рис. 2): а – осевая, б – окружная составляющие

Коэффициент полезного действия (1) для ступени с постоянным шагом лопаток соплового аппарата, осредненный по времени, составил $\eta = 0,963$; посчитанный же для ступеней с переменным шагом лопаток соплового аппарата составил $\eta = 0,960$. Судя

по результатам, произошло незначительное изменение аэродинамической эффективности ступени.

Выводы

1. В случаях, когда исчерпаны все способы борьбы с резонансным явлением в рабочих лопатках (изменение собственной частоты, применение демпфера), целесообразно принять некоторые конструктивные меры, снижающие уровень возмущающих сил. Расчетным путем показано, что в случае наличия в спектре собственных частот рабочей лопатки гармоник, совпадающих с частотой возбуждающей силы $n \cdot Z_1$ от решетки профилей вышестоящего СА, возможны дополнительные мероприятия по ослаблению возбуждающих сил.

2. При применении разношаговых решеток СА возможно ослабление интенсивности возбуждающих сил, имеющих частоту $n \cdot Z_1$, практически без потери аэродинамической эффективности ступени турбины.

Литература

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
2. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // Авиационно-космическая техника и технология: – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 88 – 92.
3. Мунштуков Д.А. Дивергентные формы уравнений, описывающих движение среды в турбомашинах: учебное пособие. – Х.: ХАИ, 1995. – 73 с.

Поступила в редакцию 4.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г. Солодов, Национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК, И.А. БУРТНАЯ*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина*

ПАССИВНЫЕ МЕТОДЫ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ВОЛНОВОГО СОВПАДЕНИЯ

Проводится обзор и систематизация известных и новейших методов пассивной звуко- и виброизоляции. Даются рекомендации целесообразности использований тех или иных решений в двигателестроении.

вибро- и звукоизоляция, ограждающие конструкции, волновое совпадение, резонаторы, изоляционные экраны, звуковой мостик, конструкционное демпфирование, формы колебаний, аэродинамический шум, нейросети

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией, в отличие от активных, предусматривающих создание специальными генераторами дополнительного поля той же физической природы, что и возмущение, и с заданной амплитудно-фазовой характеристикой, имеют более длительную историю развития.

Рассматривая вопросы звуко- и виброизоляционных ограждающих конструкций, как правило, придерживаются следующей логической последовательности: от механической модели к математической, от приближенной (имитационной) – к уточненной.

Имитационное моделирование заключается в создании модели, имитирующей объекты и процессы по нужным, но неполным показателям. Именно неполнота описания, например, звукоограждающей конструкции, делает имитационную модель принципиально отличной от математической в традиционном понимании. Конечно, оптимального решения здесь не может быть найдено. Вместе с тем, имитационные модели дают возможность в реальное время получить с помощью ЭВМ приемлемые варианты решения поставленной задачи. Представленная авторами систематизация и анализ не только из-

вестных, но и малоизвестных методов борьбы с шумом и вибрацией, а также новых, оригинальных разработок, создает необходимые предпосылки для выбора наилучшего технического решения шумоизоляции в двигателестроении. Вместе с тем, здесь не ставится задача анализа причин возникновения аэродинамического шума и количественной оценки инжекции звукового излучения.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. В задачах виброизоляции существенны не столько перемещения защищаемого объекта, сколько динамическое усилие, передаваемое основанию. Механическая модель защищаемых объектов при расчете виброизоляции может быть представлена в виде одной, двух или трех сосредоточенных масс, связанных между собой упругими, безынерционными связями. Силы здесь носят сосредоточенный характер, тонкостенная панель представляется в виде системы с одной степенью свободы, а цилиндрическая круговая оболочка, возбуждаемая системой распределенных по поверхности сил, – одномассовой колебательной системой [1].

Вопросы виброизоляции встали перед исследователями значительно раньше, чем звукоизоляции. Поэтому они уже достаточно полно освещены в научной литературе [2 – 5]. Методы борьбы с акустическим излучением, в частности, в двигателестро-

нии, освещены гораздо меньше [6, 7]. Акустические поля имеют пространственный характер и требуют построения иных расчетных моделей при анализе степени их влияния. Генерируемая в механических системах двигателей акустическая вибрация, особенно в сочетании с кинематическим возмущением, может привести к принципиально новым, качественно отличным явлениям. Поэтому очень важно провести сопоставительный анализ методов борьбы с этими факторами с целью их обоснованного выбора для тех или иных условий эксплуатации.

Постановка задачи данного исследования. Во многих случаях в области частот, лежащих ниже граничной, условия закрепления не оказывают влияния на динамику плоской преграды и, не нарушая картины прохождения звука, можно считать ее неограниченной по протяженности [8]. Такое упрощение допустимо, например, при шарнирном соединении пластинчатых элементов двигателей с другими узлами, а также при значительной цилиндрической жесткости сопряженных элементов [9]. При этих условиях звуковая энергия полностью поглощается плоской преградой за счет внутреннего трения в материале, и поэтому ее имитационную модель можно рассматривать как бесконечную по протяженности.

Пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией – это методы конструкторско-технологических усовершенствований, позволяющих уменьшить влияние звука (а раз так, то и возникновение волнового совпадения) и вибрации без дополнительных источников энергии и не требующие информации о характере возмущающего поля. Охарактеризуем наиболее перспективные из них.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Метод равночастотной системы виброизоляции. Эффективно понижает уровень вибрации при

моно- и полигармоническом, а также случайном характере многорежимного воздействия прямолинейных и угловых форм колебаний. Равенство собственных частот возможно при использовании равножестких виброизоляторов и реализации соотношений:

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{ix}^2 = \rho_x^2 \sum_{i=1}^n c_i ;$$

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{iy}^2 = \rho_y^2 \sum_{i=1}^n c_i ;$$

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{iz}^2 = \rho_z^2 \sum_{i=1}^n c_i ,$$

где c_i – жесткость i -го изолятора; b_{ij} – расстояние от изолятора до соответствующей оси; ρ – радиусы инерции изолируемого объекта.

Метод волнового отвода. Состоит в поглощении энергии колебаний на пути ее распространения от источника вибрации. Для повышения эффективности волновод соединяют с конструкцией без скачка механического импеданса между ними. Поглощение обеспечивается формой волновода в виде сужающейся по толщине на клин полосы, клиновидная часть которой покрывается слоем вибропоглотителя и сворачивается в спираль. Метод позволяет разрабатывать нерезонансные конструкции.

Метод конструкционного демпфирования. Позволяет на порядок увеличить коэффициент потерь несущей системы в высокочастотном диапазоне путем ввода специальных демпфирующих устройств, повышающих цикловые потери на внутреннее трение в неподвижных стыках.

Метод упругих связей. Состоит в установке объекта на упругих связях с параметрами, обеспечивающими отсутствие энергообмена при колебательном процессе.

Метод схемных решений. Состоит в автоматическом регулировании осевого натяга радиально-упорных подшипников с помощью обратной связи по радиальному отжатию ротора и амплитуде коле-

баний, обусловленных дебалансом устройства и изгибом опор, а также характером и значениями внешних нагрузок.

Метод оптимизации режимов движения. Составляет в оптимизации режимов движения с помощью комплексного критерия, учитывающего энергетические затраты, действующие динамические нагрузки и интенсивность их изменения, а также кинематические характеристики путем введения весового коэффициента.

Метод звукоизолирующих мостиков. Суть его состоит в демпфировании колебаний в соединительных элементах (по контуру). Мостики могут быть инерционными, упругими (из мягкой резиновой прокладки) и комбинированными (сочетание первых двух).

Метод оптимальных гасителей вибрации. Основан на применении демпфирующих устройств для оптимального (когда не возникает отраженная волна) гашения изгибных колебаний элементов конструкций. Оптимальное демпфирование продольных колебаний, например, балочного типа, осуществляется демпфером с коэффициентом вязкости $b = F(E\rho)^{1/2}$ (F – площадь поперечного сечения балки, E – модуль Юнга, ρ – плотность). Изгибные колебания гасятся двумя демпферами – на поперечное смещение и угловое. Оптимальные параметры коэффициентов вязкости:

$$b_1 = \omega^{-1} k^{-1} (\omega^2 - \omega_1^2) F \rho ;$$

$$b_2 = \omega^{-1} k I E ,$$

где ω – частота вибрации; k – волновое число;

$$\omega_1 = [h(F\rho)^{-1}]^{1/2} ;$$

h – коэффициент жесткости; I – момент инерции балки.

Метод статической стабилизации. Составляет в формировании в одной из рабочих камер постоянно действующей силы сжатого воздуха.

Метод вибропоглощающих теплоизолирующих материалов. Основан на применении различного

типа высокорастяжимых текстурированных (textura, лат.) нитей.

Метод звукоограждающих конструкций [8]. Составляет в использовании для подавления аэродинамического шума звукоограждающих конструкций – плоских (изотропных, пористых), плоскопараллельных с упругой прослойкой, экранов (в том числе перфорированных и с резонаторами Гельмгольца) [10 – 14]. Основан на использовании нелинейностей и резонансных эффектов.

В условиях повышенных уровней звукового давления (выше 150 дБ) эффективным изолятором представляется конструкция в виде двух коаксиальных цилиндров [10]. Наружный имеет равное количество продольных (на боковой) и радиальных (на торцевой поверхности) сквозных прорезей заданных типоразмеров. Оба цилиндра разделены воздушным пространством. В месте крепления к основанию между ними устанавливается прокладка с большим внутренним поглощением, например, резиновая, позволяющая исключить взаимное влияние поверхностей.

При воздействии интенсивного звукового давления на наружный цилиндр, около 5 ... 7 % энергии акустического излучения (в зависимости от суммарной площади прорезей и частоты падающей волны) проходит в межцилиндровую резонансную полость и падает на внутренний цилиндр. Часть энергии передается далее внутрь, другая, отражаясь, попадает на внутреннюю поверхность наружного цилиндра, создавая тем самым противодействие аэродинамическому шуму. Наружный цилиндр, таким образом, выполняет роль перфорированного экрана, акустические свойства которого оцениваются его сопротивлением продуванию, имеющему комплексный характер. Для прорезей небольшой ширины действительной частью этого сопротивления можно пренебречь и считать сопротивление экрана мнимой величиной, пропорциональной присоединенной массе воздуха в щелях.

Предлагаемая техническая реализация не исключает комплексного подхода в сочетании с другими методами изоляции – активными и компенсационными.

Выводы

С точки зрения простоты конструкции и технической реализации, равно как и экономических затрат, пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией имеют неоспоримое преимущество перед активными методами и компенсационными. Вместе с тем решение каждой задачи изоляции может идти своим путем, с привлечением тех или иных методов и средств.

Перспективным направлением дальнейших исследований, по мнению авторов, является использование нелинейных эффектов, в том числе и резонансных, с привлечением нейросетей. Это позволит создавать ограждающие системы более гибкими по своим качествам и условиям эксплуатации.

Литература

1. Шубов Н.Г. Шум и вибрация электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 208 с.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, Н.В. Горенштейн и др.; под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Вайнберг Д.В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. – К.: Будивельник, 1973. – 488 с.
4. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. – М.: Стройиздат, 1969. – 179 с.
5. Справочник по динамике сооружений / Под ред. Б.Г. Коренева и И.М. Рабиновича. – М.: Стройиздат, 1972. – 512 с.
6. Карачун В.В. О колебаниях пластин при акустическом нагружении // Прикл. механика. – 1988. – Т. 24, № 11. – С. 84 – 91.
7. Cremer L., Heckl M. Körperschall. – Springer – Verlag, 1967. – 498 p.
8. Дидковский В.С., Карачун В.В., Заборов В.И. Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами. – К.: Будивельник, 1991. – 121 с.
9. Heckl. Die Gchaalldammung von homogenen einfachwandigen endlicher Flanch // Acustica. – 1960. – 10. – S. 2.
10. Патент 39599А, Україна, G10K 11/16. Шумозахисний кожух / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116168. – Заявл. 01.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
11. Патент 39600А, Україна, G10K 11/00. Шумозахисний екран / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116170. – Заявл. 01.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
12. Патент 40306А, Україна, G10K 11/00. Шумозахисний екран / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116809. – Заявл. 29.11.2000. Опубл. 16.07.2001. – Бюл. № 6. – 1 с.
13. Патент 39653А, Україна, G10K 11/00. Глушник шуму газового струменя / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116810. – Заявл. 29.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
14. Патент 50624А, Україна, МПК5 G10K 11/16. Шумозахисний екран / М.С. Тривайло, В.В. Карачун, О.В. Петрик. – 2002031935. – Заявл. 11.03.2002. Опубл. 15.10.2002. – Бюл. № 10. – 1 с.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев.

УДК 539.3:621

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО²¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Украина²Национальный технический университет «ХПИ», Украина**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ГТД**

Рассмотрены собственные колебания ротора вентилятора ГТД совместно со сложными дисковыми системами. Использована трехмерная конечноэлементная модель системы. Приведены формы колебаний частей системы, которые показывают взаимосвязь их колебаний.

ротор, диски, лопатки, совместные колебания, собственные частоты, собственные формы

Введение

В связи со стремлением к равнопрочности роторов с рабочими колесами возникает необходимость в исследованиях их колебаний как единых деформируемых систем [1 – 4].

Вследствие сложности задачи обычно рассматриваются колебания ротора с ограниченным числом дисков. Анализ более сложных систем облегчается постепенным наращиванием сложности системы.

Постановка задачи

В данной работе рассматривается система ротора вентилятора ГТД, включающая пустотелый вал, колесо вентилятора на одном конце и систему трех рабочих колес турбины на другом конце. Для снижения размерности задачи она рассматривается как система с поворотной симметрией. Период симметрии системы представляет собой ее сектор с углом 12°, который включает одну лопатку колеса вентилятора и четыре лопатки колес турбины (рис. 1).

Математическая модель системы строится с помощью трехмерных 20-ти узловых гексагональных конечных элементов сирендипова семейства, а также соответствующих им 10-ти узловых тетрагональных элементов. Такие элементы позволяют описать непрерывное изменение напряжений в системе при их резком изменении. Конечные элементы

выбираются в зависимости от геометрических особенностей частей системы с целью снижения размерности задачи. Данная работа посвящена этапу анализа колебаний ротора с дисковыми конструкциями.

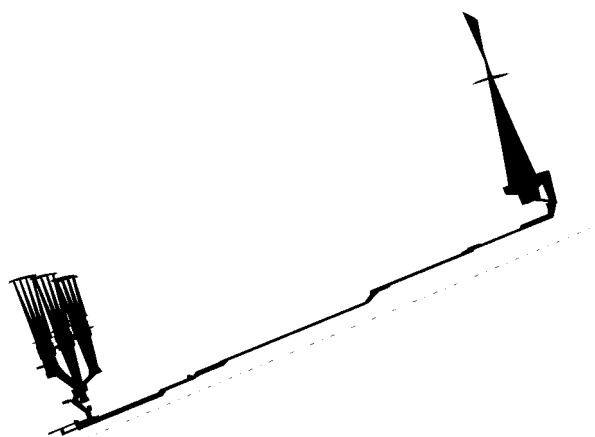


Рис. 1. Сектор ротора вентилятора ГТД

Результаты численного анализа

При анализе колебаний системы использовались результаты предыдущих исследований. Так, в работе [5] рассматривались колебания трехдисковой конструкции турбины. Была показана необходимость учета тонкостенных междисковых элементов с лабиринтными уплотнениями.

Дополнительно проведены исследования колебаний отдельных рабочих колес, которые показывают взаимосвязь различных видов колебаний за счет закрутки лопаток.

На рис. 2 видно, что при первой форме колебаний система совершает преимущественно крутильные колебания совместно с зонтичными. В работе [4] показано, что зонтичные колебания дисков происходят совместно с продольными колебаниями ротора. При более высоких собственных частотах наблюдаются преимущественно веерные формы колебаний с узловыми диаметрами (рис. 3 – 5).

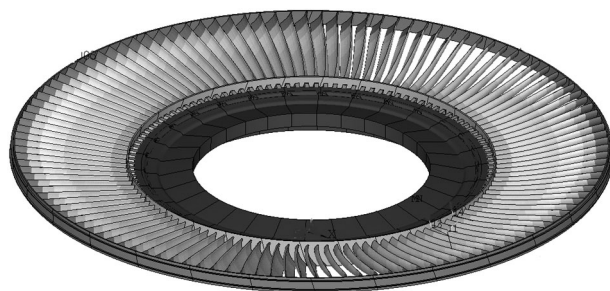


Рис. 2. Преимущественно крутильные колебания совместно с зонтичными, $f = 170$ Гц

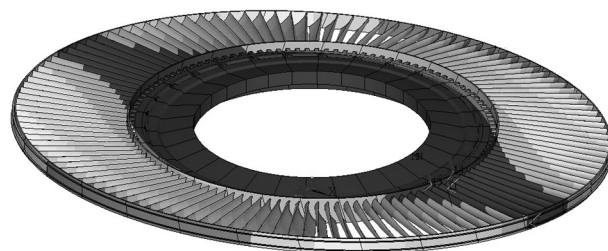


Рис. 3. Преимущественно изгибные колебания с одним узловым диаметром, $f = 188$ Гц

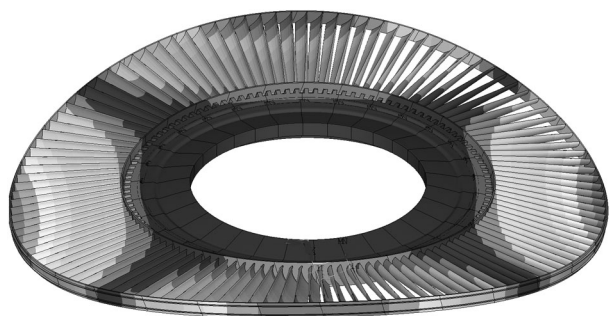


Рис. 4. Преимущественно веерные колебания с двумя узловыми диаметрами, $f = 196$ Гц

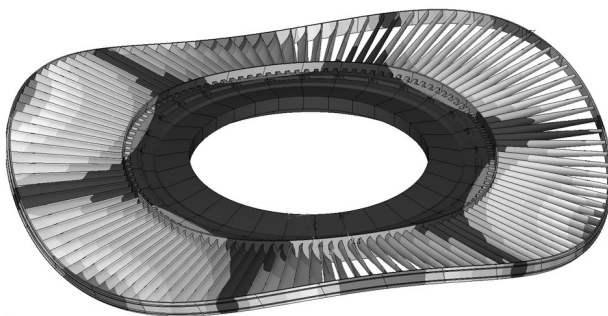


Рис. 5. Преимущественно веерные колебания с тремя узловыми диаметрами, $f = 231$ Гц

Большой интерес представляют совместные колебания вала с вентиляторным диском и трехдисковой конструкцией турбины, рассмотренной отдельно в работе [5]. Все формы колебаний являются взаимосвязанными, но можно выделить преимущественные формы, как, например, преимущественно крутильные колебания системы (рис. 6). Преимущественно зонтичные колебания дисковой системы связаны с преимущественно продольными колебаниями вала (рис. 7).

При дальнейших исследованиях с учетом облопачивания, из приведенных выше соображений, ожидается, что на эти две формы будут взаимосвя-

Заметно деформирование узловых линий вследствие закрутки лопаток. Только форма рабочего колеса с одним узловым диаметром наиболее заметно взаимодействует с изгибной формой колебаний вала.

Предварительные исследования позволяют выявить формы колебаний частей системы, взаимосвязь которых проявляется наиболее сильно.

Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром, могут быть синфазными (рис. 8) и противофазными (рис. 9).

Формы распределения интенсивности напряжений показывают, что зоны локализации вибрационных напряжений находятся, как правило, в основаниях дисков.

Эти исследования показывают необходимость учета взаимосвязи колебаний всех элементов системы, что является наиболее характерным для ротора вентилятора, содержащего наиболее податливые системы рабочих колес.



Рис. 6. Преимущественно крутильные колебания, $f = 86$ Гц



Рис. 7. Преимущественно зонтичные колебания дисковой системы, связанные с преимущественно продольными колебаниями вала, $f = 280$ Гц

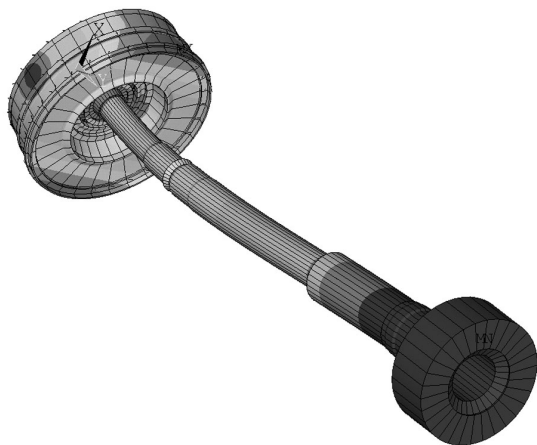


Рис. 8. Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром (синфазные), $f = 107$ Гц

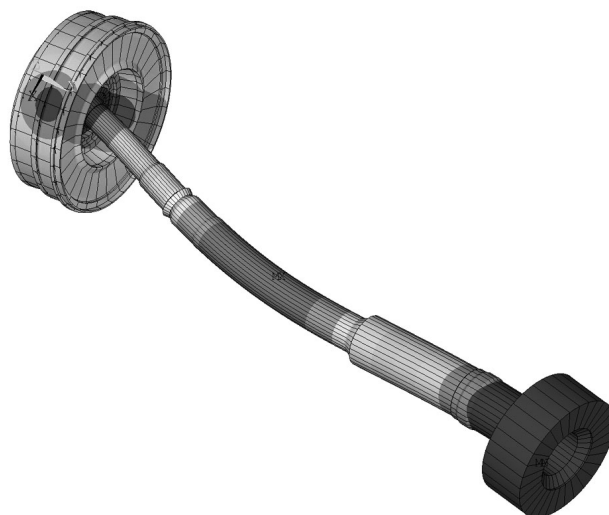


Рис. 9. Изгибные колебания вала, связанные с колебаниями дисков с одним узловым диаметром (в противофазе), $f = 193$ Гц

Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
2. Sokolowski Ja, Rzakowski R., Kwapisz L. Frequencies and modes of rotating flexible shrouded bladed disks-shaft assemblies // Task Quarterly 7. – 2003. – No 2. – P. 1001 – 1017.
3. Rzakowski R., Sokolowski Ja. Natural frequencies and modes shapes of two rigid bladed discs on the shaft // Task Quarterly 8. – 2004. – No 1. – P. 51 – 69.
4. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Анализ колебаний ротора с дисками // Вестник Нац. техн. ун-

та «Харьковский политехн. ин-т». – 2003. – № 8, т. 2. – С. 25 – 28.

5. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Колебания многодисковых элементов ротора ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт". – 2004. – № 8 (16). – С. 74 – 76.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК 681.782.44(045)

С.Р. ИГНАТОВИЧ, И.М. ЗАКИЕВ, В.И. ЗАКИЕВ

Национальный авиационный университет, Украина

МЕТОДИКА БЕСКОНТАКТНОЙ РЕГИСТРАЦИИ ПОВЕРХНОСТНОГО РЕЛЬЕФА ОБЪЕКТОВ В ТРЕХМЕРНОМ НАНОМЕТРИЧЕСКОМ ДИАПАЗОНЕ

Рассмотрены оптические бесконтактные интерференционные методы измерения геометрических величин и анализа микропрофиля поверхностей. Приведены методы модернизации и автоматизации для трехмерного анализа микронеровностей.

интерференция, микро топография, микроинтерферометр Линника, трехмерный профиль

Введение

Наиболее точными методами бесконтактного контроля оптических неоднородностей, измерения геометрических величин и анализа микропрофиля поверхностей, как известно, являются интерференционные методы. Особый смысл эти измерения приобретают в связи с тем, что эталон длины – метр – определяется через длину световой волны.

Уже давно ученые отказались от линейки – метра, которая могла бы служить первичным эталоном длины. Наиболее надежной мерой является длина световой волны спектральной линии [1 – 3].

Развитие лазерной техники, широкое распространение новых типов приемников излучения, прежде всего цифровых видеокамер на основе приборов с зарядовой связью (ПЗС), сопряженных с компьютерами, создали предпосылки для широкого распространения систем компьютерной обработки интерференционных картин в реальном масштабе времени [4, 5].

Формулирование проблемы

Одним из бесконтактных оптических способов измерения высоты микронеровностей или следов обработки на металлических и других поверхностях высокого класса точности является микроинтерферометр Линника, который представляет собой сочетание интерферометра и микроскопа. [1].

Рассмотрим принцип действия микроинтерферометра (рис. 1).

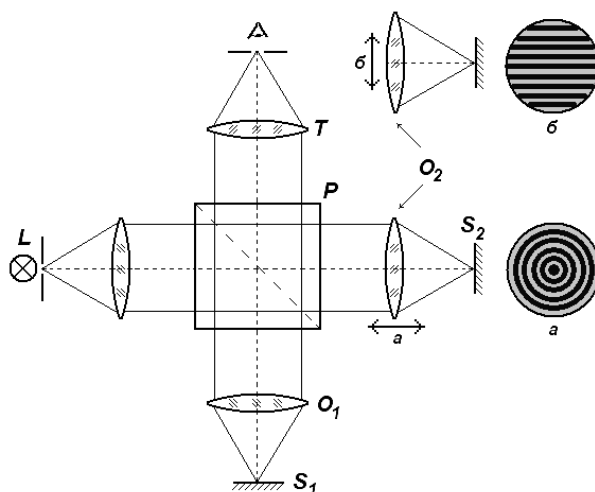


Рис. 1. Принципиальная схема микроинтерферометра Линника

Исследуемый объект S_1 в виде зеркала и эталонное зеркало S_2 помещены в фокальных плоскостях микрообъективов O_1 и O_2 . В этом случае изображения объекта и зеркала получаются в фокальной плоскости зрительной трубы T . Зеркала S_1 и S_2 перпендикулярны оптической оси. Оптические длины обеих ветвей интерферометра одинаковы относительно делительной призмы P . При таком положении элементов в интерферометре разность хода между любой парой соответствующих лучей равна нулю, и в поле зрения наблюдается бесконечно широкая полоса равного наклона нулевого порядка. Если теперь переместить зеркало S_2 вдоль оптиче-

ской оси, то один из интерферирующих волновых фронтов станет сферическим.

В этом случае в поле зрения интерферометра будут наблюдаться кольца равной толщины (типа колец Ньютона), центрированные относительно оптической оси (рис. 1, а). Однако кольцеобразная форма интерференционных полос совершенно непригодна для измерения высоты неровностей. Чтобы получить удобные для измерения прямолинейные интерференционные полосы, надо в этот симметричный ход лучей внести несимметричность, которая не оказывала бы влияния на качество изображения. Это достигается перемещением микрообъектива O_2 перпендикулярно оптической оси. Перемещения не оказывают никакого влияния на качество изображения, так как между микрообъективом и зрительной трубой имеется параллельный ход лучей.

Не изменится также длина хода лучей, параллельных оптической оси. Однако длина хода лучей в наклонных пучках изменится, и между двумя соответствующими наклонными лучами возникает некоторая разность хода, величина которого будет зависеть от угла наклона этих лучей и величины смещения микрообъектива O_2 (рис. 1, б). Изменяя направление смещения микрообъектива O_2 , можно поворачивать интерференционные полосы в желаемом направлении. В микроинтерферометре можно наблюдать интерференционную картину и в белом, и в монохроматическом свете.

В отъюстированном интерферометре наблюдается одновременно интерференционная картина и поверхность исследуемого объекта. Если на исследуемой поверхности имеется бугор или впадина, то в этом месте разность хода меняется и, следовательно, интерференционные полосы смещаются. При интерференционных измерениях смещение полос обычно измеряется визуально в долях интервала между полосами. Очевидно, что смещение полос, равное одному интервалу, происходит при изменении разности хода на одну длину волны. Обозначим

глубину впадины через H . Тогда разность хода ΔH , вызванная наличием впадины, будет равна $\Delta H = 2H$. Она дает смещение интерференционных полос на p долей интервала. При наблюдении в монохроматическом свете $\Delta H = p\lambda$. Очевидно, что глубина впадин H определится следующим образом: $H = p\lambda/2$.

Обычно визуально можно оценить величину искривления интерференционных полос, составляющих приблизительно 0,1 интервала между ними ($p = 0,1$). В этом случае наименьшая высота неровности, которая может быть измерена визуально, равна $H_{\min} = 0,05\lambda$, и в белом свете будет составлять около 13 нм.

Если сместить зеркало S_2 перпендикулярно оптической оси на 13 нм, то интерференционные полосы сместятся относительно исходного положения на величину, равную 0,1 интервала между полосами. Таким образом, при визуальном наблюдении можно регистрировать глубину (высоту) неровностей с точностью, равной приближенно 10 нм. Однако, если размер неровности соизмерим с шириной полосы (1 – 5 мкм), то определение его глубины (высоты) практически невозможно.

В качестве примера на рис. 2 приведены микрофотографии (полученные на микроинтерферометре Линника МИИ-4) ямки травления глубиной 0,1 мкм и размером 20×20 мкм в отраженном свете (а) и в интерференционном поле (б).

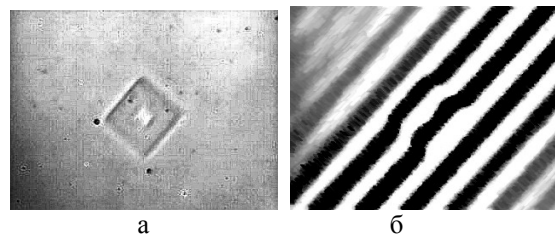


Рис. 2. Микрофотографии ямки травления
а – в отраженном свете,
б – в интерференционном поле

Решение проблемы

Для увеличения точности измерения микрорельефа и получения его трехмерного изображения мик-

роинтерферометр Линника был модернизирован следующим образом (рис. 3).

Вместо эталонного неподвижного зеркала устанавливается подвижное зеркало 11, которое посредством электромагнитной катушки может двигаться строго перпендикулярно оптической оси. Электромагнитный механизм смещения зеркала подключен к 16-ти разрядному ЦАП с усилителем 12, на вход которого поступает цифровой код положения зеркала, задаваемый программным обеспечением посредством компьютера 1. Применение 16-ти разрядного ЦАП позволяет обеспечивать большой динамический диапазон перемещений, например, с шагом смещения $n = 1$ нм ход зеркала 11 может составлять 65535 нм, или 65,535 мкм.

Рассмотрим принцип действия модернизированного интерферометра. Пучок света от лампы накаливания 7, яркость которой регулируется 8-ми разрядным ЦАП с усилителем 13, проходит через круглую входную ирисовую диафрагму 6, объектив входного коллиматора 5 и падает на полупрозрачное зеркало 4, на котором он расщепляется на два пучка – проходящий и отраженный. Первый пучок отражается от подвижного зеркала 11, проходит через объектив 10, и часть его направляется зеркалом 4 в объектив выходного коллиматора 3 и на ПЗС матрицу 2. Второй пучок падает через объектив 8 на поверхность исследуемого образца 9 и в случае зеркальной поверхности образца, отражаясь от него, возвращается обратно, проходит через зеркало 4, идет далее по одному пути с первым пучком, интерферирует с ним, создавая на ПЗС матрице 2 интерференционную картину, соответствующую разности хода обеих пучков. Эта картина, представляющая (в случае зеркальной поверхности образца) систему колец с синусоидальным распределением интенсивности и с выраженным максимумом, регистрируется компьютером 1. Максимумы и минимумы картины соответствуют разностям хода, равным целому и половинному числу волн.

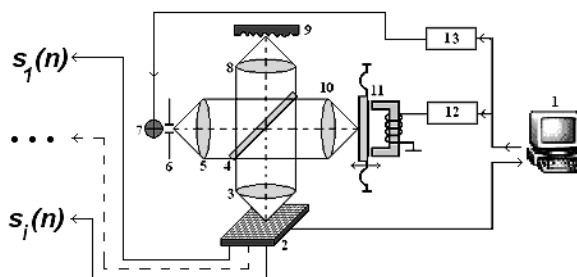


Рис. 3. Принципиальная схема модернизированного микроинтерферометра Линника

На рис. 4 иллюстрируются интенсивности s сигналов в i -х точках поля интерференции, где индексом i обозначена точка, определяемая парой дискретных координат (p, q) , которые являются номерами столбца и строки в матрице отсчетов ПЗС. Максимум видности интерференционных полос в i -й точке наблюдается при нулевой разности хода световых волн в интерферометре при соответствующем положении подвижного отражателя. По последовательности кадров восстанавливаются искомые характеристики поверхности объекта, т.е. регистрируются значения максимумов (высот) во всех точках матрицы ПЗС.

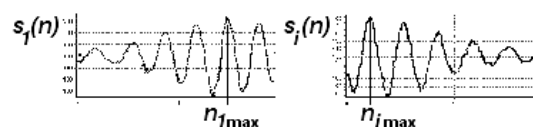


Рис. 4. Зависимость интенсивности сигналов в разных точках ПЗС матрицы

Иными словами, максимум видности совпадает с точкой нулевой разности хода световых волн в интерферометре и, в общем случае, достигается для каждой точки i в матрице (p, q) при различных положениях подвижного отражателя. Поэтому регистрация номера кадра n , соответствующего максимуму видности для точек (p, q) , позволяет получить информацию о топографии поверхности исследуемого объекта.

В качестве примера на рис. 5 приводится результат восстановления топографии ямки травления, изображенной на рис. 2, в двухмерном и трехмерном изображениях. Шаг дискретизации (сканирования) при этом составлял 1 нм.

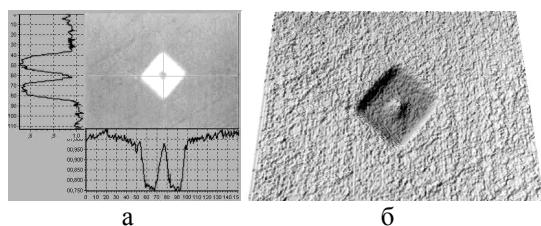


Рис. 5. Изображение ямки травления:
а – двухмерное; б – трехмерное

При сканировании с разрешающей способностью ПЗС матрицы 640 пикселей по горизонтали и 480 пикселей по вертикали, что по площади составляет $640 \times 480 = 307200$ пикселей, было вычислено и зарегистрировано такое же количество значений максимумов интенсивности светового потока при интерференции в каждой точке. В результате чего регистрируется и хранится в памяти трехмерный массив чисел, т.е. значения высот, соответствующих каждому пикселю. Сохраненный массив высоты каждой точки позволяет в последующем регистрировать профиль и вычислять параметры шероховатости в любом направлении, вращать трехмерное изображение на экране для просмотра под любым ракурсом и рассматривать сечение, образованное секущей плоскостью.

На рис. 6 представлены 3-D профили следов индентирования (пирамида Берковича, шар) на различных материалах, полученные с шагом сканирования 5 нм и максимальной высотой около 5 мкм.

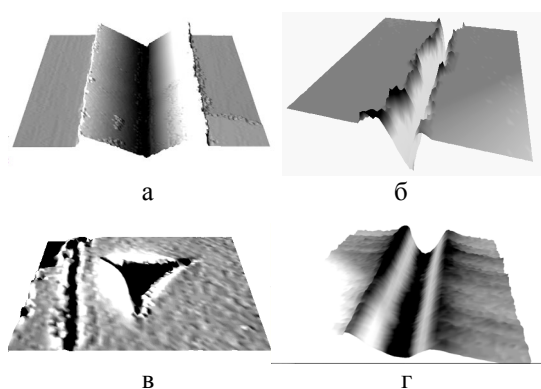


Рис. 6. 3D изображения царапин и отпечатка:
а – сталь, нагрузка 200 г; б – кремний, нагрузка 20 г;
в – оргстекло, нагрузка 30 г; г – Д16, нагрузка 50 г

В качестве примера на рис. 7 приведены различные трехмерные профили.

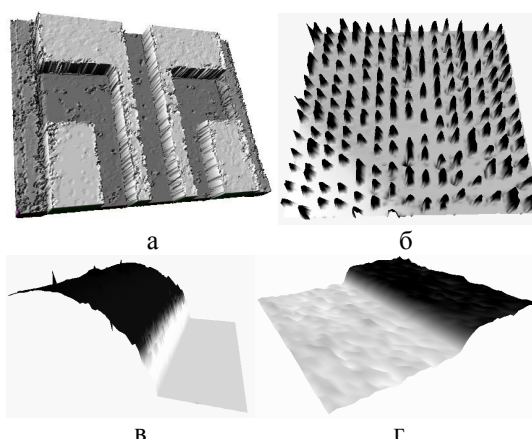


Рис. 7. Трехмерные профили:
а – дорожки современной микросхемы;
б – питы CD-ROM; в – след маркера на стекле;
г – ступенька на кремнии высотой 20 нм

Заключение

Представленная методика модернизации микроинтерферометра позволяет бесконтактно регистрировать с высокой точностью трехмерные профилограммы поверхностных слоев материалов. Благодаря этому открываются широкие возможности в исследовании процессов индентирования, связанных с формоизменением поверхностных слоев в результате упругопластических деформаций.

Литература

1. Нагибина И.М., Москалев В.А. Полушкина Н.А., Рудин В.Л. Прикладная физическая оптика. – М.: Высш. шк., 2002. – 565 с.
2. Ахманов С.А., Никитин С.Ю. Физическая оптика. – М.: МГУ, 1998. – 656 с.
3. Зайдель А.Н. Погрешности измерений физических величин. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
4. Васильев В.Н., Гуров И.П. Компьютерная обработка сигналов в приложении к интерферометрическим системам. – СПб: BHV, 1998. – 238 с.
5. Скоков И.В. Многолучевые интерферометры в измерительной технике. – М.: Машиностроение, 1989. – 255 с.

Поступила в редакцию 6.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.В. Щепетов, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 629.7.036:539.4

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, А.В. ПЕТРОВ

ГП "Ивченко-Прогресс", Украина

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ УЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАСЛЕДСТВЕННОСТИ ПРИ УСТАНОВЛЕНИИ РЕСУРСОВ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Определена возможность повышения достоверности расчетных методов установления ресурсов деталей авиационных ГТД за счет учета контактного взаимодействия и технологической наследственности при определении НДС. Представлены результаты расчетного исследования по влиянию технологических отклонений в замковых соединениях (в пределах допуска) на НДС и циклический ресурс лопаток вентилятора с учетом контактного взаимодействия.

циклический ресурс, технологические отклонения, авиационный ГТД, лопатка вентилятора, замковое соединение, контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние

Введение

Основные задачи по обеспечению производственно-технологической надежности деталей авиационных ГТД состоят в том, чтобы деталь соответствовала требованиям конструкторской документации и не имела бы вредных последствий от технологических методов обработки – технологической наследственности [1, 2].

Развитие численных методов расчета, в первую очередь метода конечных элементов, использование моделей высокого уровня позволяет ставить задачи по исследованию резервов технологических процессов для повышения прочностной надежности и обеспечения более высоких значений ресурсов деталей авиационных ГТД [3].

В последние 10 ... 15 лет в странах СНГ получили распространение расчетные методы установления ресурсов авиационных ГТД [3].

Ранее при установлении ресурсов по результатам длительных или эквивалентно-циклических испытаний влияние технологической наследственности выявлялось в процессе испытаний. При установлении циклических ресурсов деталям авиационных ГТД расчетным методом влияние технологии изготовления должно быть показано аналитически.

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочей лопатки вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) с учетом возможных технологических отклонений показывает, что влияние отклонений геометрии (даже в пределах допусков) может быть значительным [1, 2].

Следовательно, при использовании регламентированного расчетно-экспериментального метода установления ресурса для повышения его достоверности должен быть проведен анализ НДС при возможных вариантах контактного взаимодействия в соединениях деталей в зависимости от сочетания технологических отклонений [4].

В случае использования ретроспективного метода назначенный ресурс деталей нового двигателя определяется по формуле [3]:

$$N_n = N_{np} \cdot \eta_m \cdot \eta_{ктэ} \cdot \eta_{вibr}, \quad (1)$$

где N_n – циклический ресурс нового двигателя;
 N_{np} – циклический ресурс двигателя прототипа;
 η_m – комплекс учета влияния новых материалов;
 $\eta_{ктэ}$ – комплекс учета влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов;
 $\eta_{вibr}$ – комплекс учета влияния вибрационных напряжений;

$$\eta_{ктэ} = \frac{N_{рн}}{N_{рпр}}, \quad (2)$$

где $N_{рн}$ – число циклов до разрушения детали нового двигателя; $N_{рпр}$ – число циклов до разрушения детали двигателя-прототипа.

Величины $N_{рн}$ и $N_{рпр}$ определяются с учетом влияния технологических отклонений по кривым малоциклового усталости или по формуле Мэнсона для максимальных значений самых неблагоприятных сочетаний технологических отклонений.

Величина $\eta_{ктэ}$ также может быть определена с использованием вероятностного подхода по формуле

$$\eta_{ктэ} = \frac{\delta_n}{\delta_{пр}}, \quad (3)$$

где δ – среднеквадратическое отклонение циклической долговечности с учетом отклонений геометрии контактирующих деталей в зоне контакта (табл. 2) для нового двигателя (δ_n) и прототипа ($\delta_{пр}$).

Однако, этот подход требует достаточно большого статистического материала по технологическим отклонениям, что не всегда возможно (особенно для деталей новых двигателей). В таких случаях расчет $\eta_{ктэ}$ ведется по формуле (2).

Целью данной работы является определение влияния возможных технологических отклонений на циклический ресурс деталей авиационных ГТД, т.е. уточнение комплекса $\eta_{ктэ}$ в формуле (1) расчетными методами.

Результаты исследований

Если конструкция и технология изготовления деталей нового двигателя не претерпела изменения по сравнению с деталями двигателя-прототипа, то технологическая наследственность будет той же и можно принять $\eta_{ктэ} = 1$.

В случае, если у детали изменяется конструкция или технология изготовления, то величина $\eta_{ктэ}$

должна быть определена, в том числе и с учетом возможных технологических отклонений.

Предполагается, что изменен тип замкового соединения рабочей лопатки вентилятора с диском. Вместо замкового соединения типа ”ласточкин хвост” введено замковое соединение типа ”двухзубая елочка”. На рис. 1 [4] показаны основные виды технологических отклонений хвостовика лопатки. Аналогичные технологические отклонения возможны и при изготовлении пазов дисков.

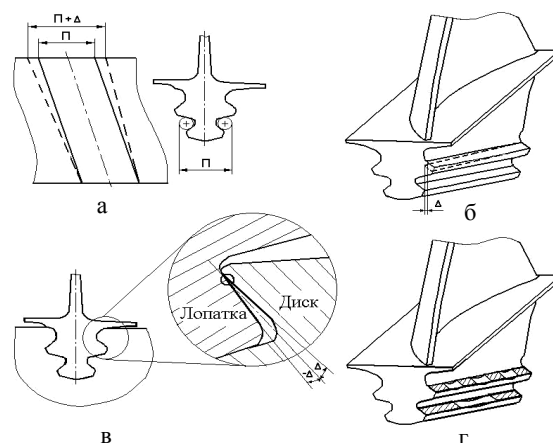


Рис. 1. Основные виды возможных технологических отклонений при изготовлении хвостовика лопатки вентилятора:

- а – невыдерживание размеров поперечных сечений по длине деталей;
- б – непараллельность рабочих поверхностей;
- в – несовпадение углов наклона поверхностей;
- г – отклонение от плоскостности поверхностей

Причины возникновения данных отклонений в основном связаны с износом, точностью установки и движения режущего инструмента, а также с различного рода вибрациями и биениями, вызванными недостаточной жесткостью крепления режущего инструмента или люфтами, перекосами и другими дефектами в трансмиссии станка [1].

В табл. 1 [4] описаны 11 моделируемых вариантов технологических отклонений, возможных при изготовлении деталей замкового соединения типа ”двухзубая елка”, используемого для соединения рабочей лопатки вентилятора с диском. Описанные варианты моделируют все типы возможных технологических отклонений в замковом соединении, показанных на рис. 1.

Таблица 1

Описание расчетных вариантов технологических отклонений

№ варианта	Описание
1	Расширение в диске верхней пары зубьев (поверхности № 3 и 4) со стороны выхода
2	Расширение паза диска в сторону выхода по всем рабочим поверхностям
3	Рабочая поверхность №4 в диске отклонена вверх (на раскрытие зазора) со стороны входа
4	Рабочая поверхность № 4 хвостовика лопатки отклонена вниз со стороны входа
5	Рабочая поверхность № 4 хвостовика лопатки отклонена вниз со стороны входа. Рабочая поверхность № 4 диска отклонена вверх со стороны входа
6	Рабочая поверхность №3 в диске отклонена вверх со стороны выхода
7	Рабочая поверхность №3 в диске отклонена вверх (на раскрытие зазора) со стороны входа
8	Рабочие поверхности №4 хвостовика лопатки и диска имеют максимальные встречные отклонения пр углу наклона (контакт сверху)
9	Рабочие поверхности №4 хвостовика лопатки и диска имеют максимальные встречные отклонения по углу наклона (контакт снизу)
10	Отклонение рабочей поверхности №4 хвостовика лопатки типа "яма"
11	Отклонение рабочей поверхности № 4 хвостовика лопатки типа "волна"

Выбор именно этих вариантов отклонений связан с наибольшим их влиянием на НДС в критической зоне хвостовика, фактически определяющей ресурс лопатки.

Рабочие поверхности хвостовика лопатки и сопрягаемые с ними рабочие поверхности паза диска имеют нумерацию, показанную на рис. 2. Аналогичную нумерацию имеют и впадины гребенки хвостовика.

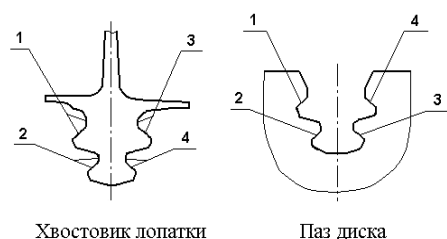


Рис. 2. Обозначение поверхностей хвостовика лопатки и паза диска (вид со стороны входа)

Определение НДС описанных выше конструкций возможно только при использовании расчетных методов, позволяющих решать задачи контактного взаимодействия в трехмерной постановке.

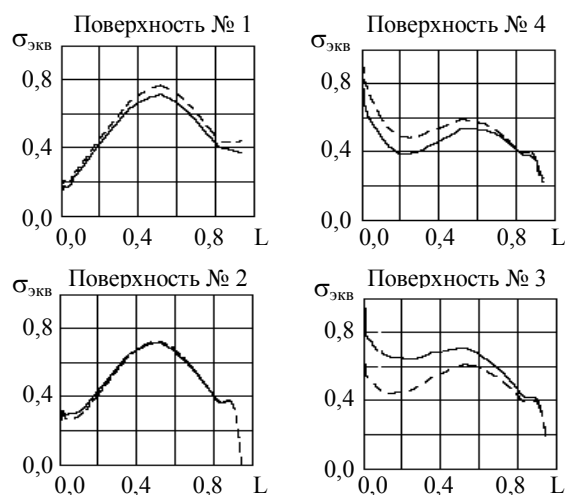
Для моделирования условий работы рабочей лопатки вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности использовалась конечно-элементная модель, представляющая собой объемный сектор, включающий в себя лопатку и диск, к которому прикладывались циклосимметричные граничные условия. В модели учитывалось контактное взаимо-

действие в замковом соединении и в антивибрационных полках лопатки.

Все перечисленные в табл. 1 технологические отклонения моделировались путем изменения формы соответствующих деталей, которые отражались в твердотельной и конечно-элементной моделях. Величины предельных отклонений взяты из технических требований чертежей лопатки и диска на основе отраслевых стандартов.

Следует отметить, что все приведенные технологические отклонения в соединениях "лопатка-диск" лежат в пределах допуска и детали, изготовленные с такими отклонениями, считаются кондиционными.

Результаты расчета на прочность рабочей лопатки вентилятора с технологическими отклонениями в замковом соединении представлялись графически в виде распределений относительных эквивалентных напряжений ($\bar{\sigma}_{экв}$) вдоль донышек впадин гребенки хвостовика (рис. 3) в направлении от входного торца к выходному. Также результаты приводились в виде процентных изменений максимальных напряжений в хвостовике лопатки с технологическими отклонениями по отношению к базовому варианту конструкции – без отклонений [4]. Изменение ресурсов деталей определялись по экспериментальным кривым МЦУ, используя расчетные значения напряжений в критических зонах.



Форма детали: пунктирная линия – номинальная, непрерывная линия – с отклонениями

Рис. 3. Влияние возможных технологических отклонений на НДС хвостовика лопатки вентилятора (расчетный вариант № 5)

Таблица 2

Влияние возможных технологических отклонений на напряженность в критической зоне и циклический ресурс лопатки вентилятора

№ варианта	$\Delta \sigma_{\max}$, %	ΔN , %
1	-2,76	25,3
2	-4,44	43,8
3	-4,32	42,3
4	-3,00	27,8
5	-5,04	48,2
6	0,24	-2,0
7	4,32	-29,8
8	-6,59	71,5
9	4,32	-29,8
10	4,92	-33,2
11	-1,08	9,2

В табл. 2 приведены величины максимальных изменений эквивалентных напряжений в критической зоне хвостовика, а также циклического ресурса лопатки вентилятора с учетом возможных технологических отклонений.

Выводы

1. Применяемые в настоящее время расчетные методы установления ресурсов деталей авиацион-

ных ГТД требуют обеспечения высокой стабильности производства и расчетно-экспериментальной оценки возможных технологических отклонений, учета их влияния на ресурс деталей.

2. При использовании ретроспективного метода установления ресурса (в случае изменения технологии или конструкции деталей нового двигателя), комплекс влияния $\eta_{ктэ}$ может быть уточнен за счет учета влияния возможных технологических отклонений в соединениях.

3. Предложена формула для определения комплекса влияния $\eta_{ктэ}$ детерминированным и вероятностным методами.

Литература

1. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И., Волков В.И. Технологические методы повышения надежности деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.
2. Петухов А.Н. Технологическая наследственность и конструкционная прочность деталей ГТД и ЭУ // Конверсия в машиностроении. – 2004. – № 1. – С. 69 – 71.
3. Муравченко Ф.М., Шереметьев А.В. О методе определения циклических ресурсов авиадвигателей // Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций: Тр. междунар. конф. – К.: НАН Украины, ин-т пробл. прочности, 2000. – Т. 2. – С. 831 – 836.
4. Муравченко Ф.М., Шереметьев А.В., Петров А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей авиационных ГТД с учетом возможных технологических отклонений // Вісник двигунобудування. – 2005. – № 1 – С. 23 – 28.

Поступила в редакцию 16.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 261.438:534.647.083.8

Е.А. ИГУМЕНЦЕВ, Е.А. ПРОКОПЕНКО

Украинская инженерно-педагогическая академия, Украина

ВИБРОДИАГНОСТИКА МАСЛОБАКА КОРОБКИ ПРИВОДОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлено новое направление определения долговечности газотурбинного двигателя, основанное на динамическом моделировании и идентификации параметров по экспериментальным данным вибродиагностики.

диагностика, вибрация, газотурбинный двигатель, спектр, прогнозирование

Введение

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Вибродиагностика позволяет предвидеть аварийные состояния и принимать наиболее эффективные решения для снижения риска эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Оценка технического состояния ГПА, выполняемая методами вибродиагностики, традиционно заключается в сравнении с нормативным значением уровней вибрации, измеряемых в ряде контрольных точек [1]. Однако, в практике эксплуатации агрегата ГПА-10 обнаружены разрушения (трещины) маслобака коробки приводов при значениях уровней вибрации, не превышающих допустимые нормы.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Для повышения точности диагноза следует воспользоваться рекомендациями, изложенными в [2], согласно которым диагностические признаки рекомендуется подразделять на интегральные и дифференциальные. Авторы при этом исходили из того, что нужно учитывать предыдущие наблюдения и сведения о том, как, сколько в каких условиях работала машина и при каких условиях возник дефект.

В качестве интегрального признака в соответствии с «теорией отклонения» [3] можно использовать

параметр, описывающий относительное изменение диагностического признака. В качестве дифференциального признака в соответствии с рекомендациями [4] используется изменение уровня вибрации во времени (его тренд). Прогнозируемая наработка до поломки агрегата определяется путем аппроксимации результатов измерения уровня вибрации аналитической зависимостью, аргументом которой является время работы агрегата, с последующим определением величины этого аргумента, соответствующего предельному значению уровня вибрации. В качестве аналитической зависимости используется экспоненциальный [1] или гиперболический [3] рост уровня вибрации при деградации технического состояния ГПА.

Предлагаемый [3, 4] подход не учитывает напряженное состояние узлов агрегата и изменение уровня вибрации во времени, обусловленные флуктуацией оборотов ротора. Вышеуказанное приводит к приближению или удалению частот вращения ротора к резонансному режиму, что создает различное напряженное состояние.

Постановка задачи исследований: повышение точности расчета напряженного состояния и долговечности коробки приводов, основанное на анализе резонансных режимов и определении кривой усталости материала по данным виброиспытаний парка агрегатов ГПА-10.

Изложение основного материала

Виброиспытания парка агрегатов ГПА-10 проведены в условиях эксплуатации на компрессорных станциях (КС) «Ромненская», «Зеньков», «Решетилловка» УМГ «Киевтрансгаз». Виброскорость измерялась в пяти точках коробки приводов в соответствии с действующей методикой [1]. Для получения виброхарактеристик использовалась аппаратура спектрального анализа фирмы «Брюль и Кьер» 2034 и коллекторы сборщики «Микролог» и «Диамех» с акселерометрами. Характерный спектр (зависимость среднеквадратичного значения (с.к.з.) виброскорости от частоты), полученный на маслобаке коробки приводов, содержит в основном два спектральных выброса [5] на частоте вращения ротора компрессора низкого давления $f_p = 90$ Гц и частоте зубозацепления шестерни масляного насоса двигателя $f = iZ_{ш}f = 665$ Гц, где $i = 0,67$ передаточное отношение шестерен; $Z_{ш} = 11$ — число зубьев шестерни.

Амплитудно-частотная характеристика, зафиксированная анализатором спектра 2034, указывает на то, что маслобак имеет слабо связанные моды колебаний. Поэтому маслобак ведет себя как колебательная система с одной степенью свободы вблизи резонансных частот. Здесь можно предположить, что все реакции вызваны только соответствующими резонансами. По амплитудно-частотной характеристике определены резонансные собственные частоты f_c [5] путем простого выявления максимальных значений модуля амплитудно-частотной характеристики.

При экспериментальном определении параметров затухания воспользуемся методом определения ширины амплитудно-частотной характеристики Δf при -3 дБ. Указанный уровень амплитудно-частотной характеристики соответствует $\sqrt{2}V_c/2$, где V_c — максимальное значение с.к.з. амплитудно-частотной характеристики на резонансной частоте $f = f_c$ [6]. Для этого метода логарифмический дек-

ремент колебаний (δ) будет равен [6] $\delta/\pi = \Delta f/f_c$.

Модуль с.к.з. виброскорости амплитудно-частотной характеристики имеет следующий вид [5, 6]:

$$V(f) = \frac{V_c f_c f \delta}{\sqrt{(\pi(f - f_c)^2)^2 + (\delta f_c f)^2}}, \quad (1)$$

где V_c — максимальное с.к.з. виброскорости на резонансной частоте f_c .

Параметры с.к.з. виброскорости маслобака коробки приводов, полученные экспериментальным путем, равны: $\delta = 0,1$; $V_c = 20$ мм/с. Диапазон собственных частот f_c обусловлен случайными значениями коэффициентов жесткости маслобака для различных агрегатов ГПА-10 со средней частотой $f_c = 626$ Гц и находится в пределах $626 \text{ Гц} < f_c < 646 \text{ Гц}$. При этом средняя частота зубозацепления шестерни масляного насоса двигателя составляет $f_a = 665$ Гц и при флуктуации оборотов находится в диапазоне $629 \text{ Гц} < f < 701 \text{ Гц}$. Таким образом, зона острого резонанса, когда возбуждаются максимальные амплитуды виброскорости маслобака, составляет $629 \text{ Гц} < f < 645 \text{ Гц}$.

Поскольку флуктуации оборотов зубозацепления шестерни носят случайный характер, оценку долговечности маслобака на резонансных режимах необходимо провести с учетом вероятности попадания вынужденных частот в диапазон собственных частот [7].

Прежде чем приступить к оценке долговечности (остаточного ресурса), необходимо по данным статистических обобщений построить зависимость с.к.з. виброскорости от времени разрушения маслобака для различных агрегатов. Такая зависимость получена при статистической обработке данных парка агрегатов. Максимальное значение с.к.з. виброскорости на частоте 626 Гц составляет $V_c = 20$ мм/с, а предел усталости по виброскорости равен $V_o = 4,7$ мм/с при долговечности $t_o = 20$ тыс. часов. Предел усталости по виброско-

рости $V_o = 4,7$ мм/с меньше предела выносливости по напряжению и составляет $\sigma_o = 0,376\sigma_{-1}$. Такое снижение предела усталости зависит от размеров коррозии, качества обработки, концентрации напряжений пластины и согласуется с данными лабораторных испытаний на выносливость образцов [8].

В соответствии с предложением Вейбулла [8] уравнение кривой усталости с.к.з. виброскорости представим в аналогичном виде

$$V^m t = V_o^m t_o. \quad (2)$$

Подставляя в (2) с.к.з. V_c и соответствующее ему время t_c , из уравнения (2) получим выражение:

$$m = (\lg t_o - \lg t_c) / (\lg V_c - \lg V_o).$$

Для общего случая здесь можно применить метод наименьших квадратов, который дает $m = 2$.

Средний ресурс маслобака (t_{cp} – долговечность), выраженный числом блоков нагружения до появления усталостного повреждения (трещины), определен по известной зависимости [8]:

$$t_{cp} = \frac{t_o V_o^m (V_c \xi - K V_o)}{(V_c - K V_o) J}, \quad (3)$$

где ξ, J – некоторые интегралы, имеющие следующий вид [8]:

$$\begin{cases} \xi = \int_{KV_o}^{V_c} \frac{V(f)}{V_c} p(V) dV; \\ J = \int_{V_o}^{V_c} V^m(f) p(V) dV, \end{cases} \quad (4)$$

где $p(V)$ – плотность распределения вероятности с.к.з. амплитуд виброскорости.

В формуле (3) введена величина $K = 0,5 \div 0,7$, позволяющая получить лучшее соответствие опытных и расчетных данных, согласно скорректированной линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений [5].

Поскольку величина $V(f)/V_c$ в (4) не зависит от амплитуды, а зависит только от частоты, перейдем от амплитуды к частоте в формуле (4) для ξ . Запи-

сывая очевидное равенство для вероятностей, получим:

$$P_v = P_f = P_k;$$

$$P_k = \int_{-KV_o}^{V_c} p(V) dV = \int_{f_m}^{f_k} p(f) df, \quad (5)$$

где $p(f)$ – плотность распределения вероятности частот при флуктуации оборотов; $f_m \approx f_a - 3\sigma_a$ – минимальная частота флуктуации оборотов; f_k – частота, соответствующая уровню виброскорости KV_o .

Выражение для частоты f_k получим из решения уравнения, составленного из соотношения (1), если приравнять $V(f) = KV_o$ и $f = f_k$. Решение уравнения определяет следующее значение частоты:

$$\begin{cases} f_k = f_c \alpha \left[\left(1 + \sqrt{1 + \alpha^{-2}} \right) \right]; \\ \alpha = V_c \delta / 2KV_o \pi. \end{cases} \quad (6)$$

С учетом (5), выражение для интеграла ξ имеет вид:

$$\xi = \int_{f_m}^{f_k} \frac{f_c f \delta p(f) df}{P_k \sqrt{(\pi(f - f_c^2))^2 + (\delta f_c f)^2}}. \quad (7)$$

Здесь P_k – нормирующий множитель (см. (5)). Он вводится в связи с тем, что функция распределения амплитуд принимается усеченной. Установлено, что закон вероятной флуктуации оборотов ротора (частот) $p(f)$ является Гауссовым [1] с математическим ожиданием f_a и дисперсией σ_a^2 . Отношение амплитуд аппроксимируем экспоненциальной функцией, что приводит соотношение (7) к следующему виду:

$$\begin{aligned} \xi = \int_{f_m}^{f_k} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_a P} \exp \left[\left(-\frac{(f - f_c)^2}{2\sigma_c^2 / m} \right) \right] \times \\ \times \exp \left[\left(-\frac{(f - f_a)^2}{2\sigma_a^2} \right) \right] df. \end{aligned} \quad (8)$$

Условие аппроксимации выбрано таким образом, чтобы среднеквадратичное значение виброскорости коэффициента динамичности и экспонента во всем диапазоне частот (общий уровень вибрации) были одинаковы, что позволяет определить коэффициент

из интегрального уравнения

$$\int_0^\infty \frac{f_c^2 f^2 \delta^2}{(f - f_c)^2 + (\delta f_c f)^2} = \int_0^\infty \exp \left[\left(-\frac{(f - f_c)^2}{2\sigma_c^2 / m} \right) \right] df. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) дает следующее значение для $\xi < 1$. Если коэффициент σ_c определить из условия прохождения экспоненты через три значения коэффициента динамичности, соответствующие частотам f_1, f_c, f_2 , тогда коэффициент σ_c легко определяется из решения логарифмического уравнения: $\sigma_c = \delta f_c \sqrt{\lg e / \lg 2} / 2\pi \sqrt{m}$. Погрешность двух способов определения σ_c составляет 2%.

Перемножив экспоненты, входящие в подынтегральное выражение (8), получим:

$$\xi = \int_{f_m}^{f_k} A \exp \left[\left(-\frac{(f - f_g)^2}{2\sigma_g^2} \right) \right]. \quad (10)$$

Здесь

$$\begin{cases} A = \frac{e^\beta}{P\sqrt{2\pi}\sigma_a}; f_g = \frac{f_a\sigma_c^2 + f_c\sigma_a^2}{(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}; \\ \sigma_g^2 = \frac{\sigma_a^2\sigma_c^2}{(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}; \beta = \frac{f_a(f_g - f_a)}{2\sigma_a^2} + \frac{f_c(f_g - f_c)}{2\sigma_c^2}. \end{cases} \quad (11)$$

Используя условие нормировки окончательно получим уравнение для ξ :

$$\xi = \frac{P_{g,k} e^\beta \sigma_g}{P_k \sigma_a}, \quad (12)$$

где $P_{g,k} = \int_{f_m}^{f_k} p_g(f) df$ – вероятность нахождения

$V(f)$ в интервале частот $f_m \div f_k$, а $p_g(f)$ – нормальная плотность вероятности f со средним f_g и дисперсией σ_g^2 , равная

$$p_g(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_g} \exp \left[-\frac{(f - f_g)^2}{2\sigma_g^2} \right]. \quad (13)$$

Аналогичным образом получим выражение для интеграла J в формуле (4):

$$J = \frac{V_c^m P_{g,o} e^\beta \sigma_g}{P_o \sigma_a}, \quad (14)$$

где $P_{g,o} = \int_{f_m}^{f_o} p_g(f) df$ – вероятность нахождения

амплитуд $V(f)$ в интервале частот $f_m \div f_o$, а f_o определяется посредством соотношения (6) при $K=1$. Здесь условие нормировки, аналогичное (7), в интервале частот $f_m \div f_o$ дает нормирующий множитель P_o . Теперь вычисление ξ и J по формулам (12) и (13) не представляет сложности.

Выражение ξ определяет вероятность применения линейной теории суммирования накопленных усталостных повреждений. Линейная теория подтверждается, когда $\xi = 1$, в остальном $\xi < 1$.

Оценим правомерность применения линейной теории. Максимальные значения ξ_m и J_m , полученные путем определения экстремума функций (12) и (14), равны:

$$\begin{cases} \xi_m = \frac{P_{g,k}}{P_k \sqrt{m+1}} = \frac{P_{g,k}}{P_k \sqrt{2}}; \\ J_m = \frac{V_c^m P_{g,o}}{P_o \sqrt{m+1}} = \frac{V_c^m P_{g,o}}{P_o \sqrt{3}}. \end{cases} \quad (15)$$

Плотность вероятности $p_{g,o}(f)$ аналогична J_1 со средним и дисперсией соответственно:

$$\bar{f}_{g,o} = \frac{f_a\sigma_c^2/k + f_c\sigma_a^2}{\sigma_a^2 + \sigma_c^2}; \sigma_{g,o}^2 = \frac{\sigma_a^2\sigma_c^2}{k(\sigma_a^2 + \sigma_c^2)}. \quad (16)$$

Максимального значения ξ достигает на резонансе, когда $f_a = f_c$. При этом в зависимости от соотношения дисперсий σ_c^2 и σ_a^2 возможны следующие варианты. При $\sigma_c^2 \gg \sigma_a^2$, т.е. при больших коэффициентах демпфирования ($f_g = f_a = f_c$; $\beta = 0$; $\sigma_g = \sigma_a$) соотношение (12) равно $\xi = P_{g,k}/P_k$ и, например, при $\sigma_c = 3\sigma_a$ составляет 0,68. Если $\sigma_c = \sigma_a$, то в (12) $\xi = P_{g,k}/\sqrt{2}P_u = 1/(\sqrt{2} \cdot 0,95) = 0,75$.

Таким образом, максимум $\xi \approx 0,75$, что является неплохим результатом применения линейной теории суммирования усталостных повреждений [8].

Полученные соотношения применим для расчета средней долговечности маслобака коробки приводов ГПА-10. При острой настройке на резонанс, когда $f_a = f_c$ и $\sigma_a = \sigma_c$, получим $t_{cp} = 1,27$ тыс. часов, что на 17% больше времени без учета флуктуации оборотов, кроме того, наблюдаются отдельные разрушенные ГПА за 0,7 тыс. часов. Для парка агрегатов по результатам экспериментально определенной средней собственной частоты долговечность равна $\bar{t}_{cp} = 13,9$ тыс. часов. Полученное значение долговечности меньше межремонтного срока агрегата, составляющего 20 тыс. часов, и требует принятия мер отстройки маслобака от резонанса.

Заключение

Перспективы дальнейших исследований.

Предложенный экспериментально-аналитический метод следует также применить для других типов ГПА. Кроме того, полученные результаты могут быть использованы для уточнения существующих норм виброскорости. В настоящее время предупредительные значения виброскорости составляют 20 мм/с, а аварийные – 30 мм/с. Расчеты показывают, что при таких значениях виброскорости $V_c = 20$ мм/с динамические напряжения составляют $\sigma_c = 270$ МПа и в 4,26 раза превышают предел усталости по виброскорости.

Выводы. Рассмотрено применение нового подхода к оценке долговечности маслобака коробки приводов ГПА-10, основанного на использовании статистических характеристик виброскорости парка агрегатов, что позволяет определить средний ресурс ГПА. Спектральный анализ вибрации и определение собственных частот, декремента колебаний и кривой Веллера выполнены с использованием аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер». Приведены числовые примеры расчета напряженного состояния и долговечности маслобака ГПА-10, основанные на полученной плотности вероятности амплитудно-

частотной характеристики, как отдельного агрегата, так и парка эксплуатируемых ГПА.

Литература

1. Игуменцев Е.А., Марчук Я.С., Гетьманенко С.В. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 31. – С. 7 – 12.
2. Савченко Е.Н., Нагорный В.М. Повышение достоверности постановки диагноза технического состояния роторных машин при вибродиагностировании // *Труды IX межд. НТК «Гервикон-99»*. – Сумы. – 1999. – С. 13 – 17.
3. Нагорный В.М. Прогнозирование ресурса машин по результатам вибродиагностического контроля их состояния // *Труды IX межд. НТК «Гервикон-99»*. – Сумы. – 1999. – С. 26 – 30.
4. Мигаль В.Д. Вибродиагностика машин при эксплуатации. – Х.: ХГПУ, 1997. – 293 с.
5. Игуменцев Е.О., Марчук Я.С. Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів // *Нафтова і газова промисловість*. – 2004. – № 4. – С. 32 – 37.
6. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа. – М.: Мир, 1983. – 310 с.
7. Игуменцев Е.А., Кузнецов Б.И., Гетьманенко С.В. Демодуляция ударных импульсов вибрации электродвигателя с помощью спектрального анализа огибающей // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Серия «Электротехника, электроника и электропривод». – Х.: ХДПУ. – 2001. – Вып. 10. – С. 140 – 143.
8. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М: Машиностроение, 1975. – 488 с.

Поступила в редакцию 25.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 536.2.072

Д.В. КРИКУНОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского „ХАИ”, Украина

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЛАБОРАТОРНЫХ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Рассмотрен расчётно-теоретический подход прогнозирования стационарного температурного состояния лопаток турбин на эксплуатационных режимах, имеющих дефекты в каналах воздушного охлаждения. В качестве исходных данных для прогнозирования температурного состояния используются результаты лабораторных теплофизических испытаний, реализующих регулярный тепловой режим. Моделирование температурного состояния лопатки производится с помощью математической модели мониторинга, идентифицированной с помощью численного эксперимента.

прогнозирование температурного состояния, лопатки турбин, дефекты каналов воздушного охлаждения, математическая модель, теплофизический эксперимент, регулярный тепловой режим

Введение

Недостаточная несущая способность современных конструкционных материалов при высоких рабочих температурах, имеющих место в современных ГТД и ГТУ, приводит к необходимости совершенствования систем охлаждения деталей горячей части. Наиболее сложными по конструктивному исполнению являются системы охлаждения лопаток газовых турбин, реализующие конвективное и заградительно-плёночное воздушное охлаждение [1]. Конструктивная сложность заключается в наличии системы внутренних воздушных каналов, от качества которых зависит эффективность охлаждения лопатки.

В проектных расчётах при определении температурного и напряжённо-деформированного состояний, установлении ресурса рассматривается некоторая эталонная лопатка, имеющая среднестатистическую геометрическую форму. В силу же технологических (отклонение геометрической формы) и эксплуатационных факторов (налёт на стенках и закупорка каналов) качество каналов воздушного охлаждения лопаток турбин может существенно отличаться, что выявляется разнообразными современными методами неразрушающего контроля, прово-

димого на заводах-изготовителях и в эксплуатирующих организациях.

При этом при обработке результатов неразрушающего контроля возникает вопрос: на сколько существенно будет отличаться температурное состояние дефектной лопатки от температурного состояния эталонной лопатки; приведет ли это отличие к уменьшению ресурса? В связи с этим перспективным является создание и развитие средств диагностики, позволяющих осуществить прогнозирование температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин на эксплуатационных режимах по результатам лабораторных теплофизических экспериментов, реализующих некоторые частные (упрощённые) условия нагружения.

Результаты исследований

Организация теплофизического эксперимента. Поле температур лопатки может быть восстановлено, если известно, какое влияние оказывают дефекты на граничные условия теплообмена. Для определения локальных коэффициентов теплоотдачи (в общем случае – коэффициентов теплопередачи) в каналах воздушного охлаждения предлагается организовать теплофизический эксперимент, реали-

зующий в локальных зонах лопатки регулярный тепловой режим. Для тонкостенных охлаждаемых лопаток (толщина стенок порядка 1 мм) регулярный режим может быть обеспечен организацией вынужденной конвекции с коэффициентами теплоотдачи $\approx 1000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$. В этом случае теплообмен локальных зон лопатки с охлаждающим воздухом будет существенно преобладать над теплообменом путём теплопроводности локальных зон между собой.

При регулярном тепловом режиме температурное состояние локальных зон лопатки описывается экспоненциальной зависимостью [2]:

$$\Theta(\tau) = e^{-m\tau}, \quad (1)$$

где $\Theta(\tau) = \frac{T_f - T(\tau)}{T_f - T_0}$ – безразмерная температура;

T_f – локальная температура воздушного потока;

$T(\tau)$ – локальная температура лопатки; T_0 – начальная температура лопатки.

Параметр m в показателе степени экспоненты уравнения (1) зависит от геометрических факторов, свойств материала и условий теплообмена:

$$m = \frac{kf}{\rho c V}, \quad (2)$$

где $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}}$ – локальный коэффициент теплопередачи, учитывающий конвективный теплообмен α

и температурное сопротивление поверхностного слоя лопатки $\frac{\delta}{\lambda}$; f , V – площадь и объём локальной зоны лопатки; ρ , c – плотность и удельная объёмная теплоёмкость материала лопатки.

Таким образом, идентифицированный по результатам теплофизического эксперимента параметр m является интегральной характеристикой теплообмена, учитывающей дефекты засорения и изменения формы каналов охлаждения, влияющие на локальные коэффициенты теплоотдачи и температурное сопротивление поверхностного слоя лопатки.

Учитывая идентичность условий теплофизического эксперимента для эталонных и дефектных лопаток, а также считая, что сохраняется подобие течений охлаждающего воздуха в каналах лопатки при теплофизическом эксперименте и на эксплуатационных режимах, можно записать расчётные зависимости для определения локальных коэффициентов теплопередачи на эксплуатационных режимах:

$$k = k_{расч} \frac{m}{m_{эталон}}, \quad (3)$$

где $k_{расч}$ – локальные коэффициенты теплопередачи эталонной лопатки на эксплуатационном режиме (в частности, на режиме максимального нагружения, по характеристикам которого назначают ресурс лопатки); m , $m_{эталон}$ – значения параметров показателей степени регулярного режима исследуемой и эталонной лопатки соответственно.

Таким образом, располагая полем параметра m эталонной и диагностируемой лопаток, с помощью зависимости (3) могут быть пересчитаны значения локальных коэффициентов теплопередачи на стационарных эксплуатационных режимах.

Моделирование температурного состояния лопатки. Рассчитанные с помощью зависимости (3) локальные коэффициенты теплопередачи могут быть использованы в качестве граничных условий при моделировании температурного состояния лопатки. При этом в зависимости от задачи моделирования могут использоваться как подробные МКЭ модели, так и быстросчётные модели мониторинга.

Для диагностического экспресс анализа температурного состояния лопатки может быть использована математическая модель мониторинга на основе матрицы статических тепловых характеристик [3]:

$$\vec{T}_w = Z \vec{T}_f, \quad (4)$$

где $\vec{T}_w$, $\vec{T}_f$ – векторы локальных температур поверхности лопатки и газовой воздушного потока;

$$Z = A(W + A)^{-1} - \quad (5)$$

матрица коэффициентов влияния локальных температур потока на локальные температуры поверхности лопатки, зависящая от матрицы теплопередачи в лопатке W и диагональной матрицы коэффициентов теплоотдачи (или, в общем случае коэффициентов теплопередачи) A .

Как указано в работе [3], основную сложность в получении модели (4 – 5) составляет определение сингулярной матрицы W , связывающей граничные температуры $\bar{T}_w$ и тепловые потоки $\bar{Q}_w$:

$$\bar{Q}_w = W\bar{T}_w.$$

Для определения коэффициентов матрицы W с помощью численного эксперимента на математической модели верхнего уровня (например, МКЭ модели температурного состояния эталонной лопатки) предлагается следующая процедура. На модели задаются граничные условия 3-го рода (конвективный теплообмен) с одинаковыми коэффициентами теплоотдачи $\alpha_i \equiv \gamma$ на всех граничных участках. В этом случае матрица коэффициентов теплоотдачи равна

$$A = \gamma E, \quad (6)$$

где E – единичная матрица.

Коэффициенты матрицы Z_γ , соответствующей одинаковым коэффициентам теплоотдачи $\alpha_i \equiv \gamma$, определяются в результате серии численных экспериментов как отклики граничных температур T_{wi} лопатки на единичные локальные температуры среды T_{fi} . Матрица W определяется из зависимости (5). С учётом соотношения (6) получаем

$$W = \gamma(Z_\gamma^{-1} - E). \quad (7)$$

Имеющаяся в уравнении (7) операция обращения требует обусловленности матрицы Z_γ . Для этого целесообразно выбирать большие значения параметра γ (≈ 1000). Найденные из численного эксперимента с некоторой погрешностью коэффициенты

матрицы Z_γ в случае её слабой обусловленности при операции обращения могут привести к большим погрешностям в определении матрицы теплопередачи W , и как следствие к неадекватности математической модели (4 – 5).

Выводы

Таким образом, предложен подход, позволяющий учесть влияние дефектов охлаждаемых лопаток турбин на граничные условия теплообмена и выполнить прогноз температурного состояния лопаток на эксплуатационных режимах. В качестве исходных данных для расчёта граничных условий используются поля параметра m исследуемой и эталонной лопаток, полученные в результате теплофизического эксперимента, реализующего регулярный тепловой режим. Экспресс-моделирование температурного состояния производится с помощью математической модели мониторинга на основе матрицы статических тепловых характеристик лопатки.

Литература

1. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкция и расчёт систем охлаждения ГТД. – Х.: Основа, 1994. – 240 с.
2. Лыков А.В. Тепломассообмен. Справочник. – М.: Энергия, 1971. – 560 с.
3. Крикунов Д.В. Построение моделей мониторинга установившихся температурных состояний деталей ГТД на базе матриц статических характеристик тепловых систем // Вестник двигателестроения: научно-технический журнал. – 2003. – № 1. – С. 15 – 18.

Поступила в редакцию 9.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 539.433; 621.438-762

А.К. ГУДИЛИН, Ю.В. РУБЛЕВСКИЙ, А.Е. ЗАНИН

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ И ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ

В статье представлены результаты статических расчётов, расчётов собственных частот и форм колебаний различных конструкций колец уплотнений, испытанных на экспериментальном двигателе. На основании результатов проведенного анализа и выполненных экспериментов создана работоспособная конструкция щеточного уплотнения и обеспечена вибрационная надёжность узла уплотнений.

лабиринтное уплотнение, собственные частоты, формы колебаний, напряженно-деформированное состояние, трёхмерная циклосимметричная модель, акустические колебания, демпфирование, акустический резонанс, узловые окружности, конечные элементы

Введение

Повышение эффективности узлов – актуальная задача создания газотурбинных двигателей. Снижение утечек воздуха, отбираемого в компрессоре для нужд турбины (охлаждение, создание перепадов давлений в опорах, компенсация осевого усилия на подшипники) – одно из направлений решения этой задачи. Снижение утечек достигается за счет совершенствования уплотнений.

До настоящего времени в газотурбостроении основным видом уплотнения между статорными и роторными узлами являются лабиринты, величина утечек через которые зависит от многих факторов: конструктивного исполнения, величины радиального зазора, количества и геометрии гребешков, динамики взаимных перемещений ротора и статора, особенностей работы энергоустановки, технологии изготовления [1]. Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей (ГТД) затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения.

Зарубежные информационные источники говорят об отработке и проверке работоспособности и

эффективности таких уплотнений на фирмах «Ролс-Ройс», «Дженерал Электрик», Сименс, Мицубиси, Вестенхауз и ряде других фирм, занимающихся разработкой и эксплуатацией стационарных ГТД [3].

1. Формулирование задачи и экспериментальные данные

В настоящей работе представлены результаты статических расчётов и расчётов собственных частот и форм колебаний лабиринтного уплотнения и некоторых конструкций щеточных уплотнений, испытанных на турбине экспериментального двигателя, в системе компенсации осевого усилия (КОУ).

Конструкция исходной системы лабиринтных уплотнений в полости компенсации осевого усилия представлены на рис. 1.

В процессе эксплуатации лабиринтного уплотнения возникали растрескивания по гребешкам верхней части уплотнения, после увеличения зазора на первых двух гребешках растрескивания прекратились.

В процессе испытаний и доводки щеточных уплотнений были выполнены несколько сборок и испытания двигателя с различными конфигурациями роторных деталей щеточных уплотнений.

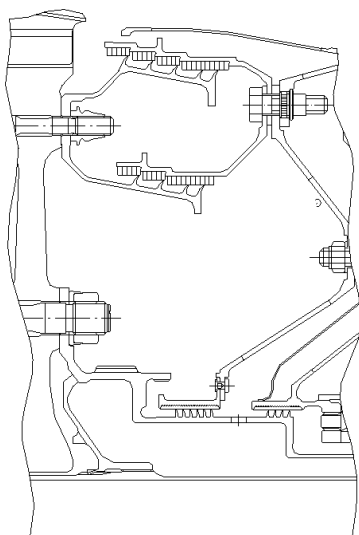


Рис. 1. Исходная система уплотнений КОУ

Конфигурация щеточных уплотнений в полости КОУ на двигателе при сборке №1 представлена на рис. 2.

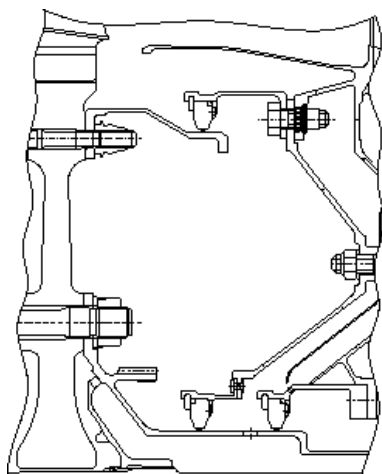


Рис. 2. Конструкция при сборке № 1

Во время испытаний было отмечено падение давления в полости КОУ. После разборки двигателя и контроля ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце верхнего щеточного уплотнения были обнаружены трещины, которые и явились причиной падения давления в полости КОУ.

Дальнейшая модернизация узла щеточного уплотнения (сборка № 3) в полости КОУ представлена на рис. 3. Данная модернизация заключалась во введении в конструкцию роторного кольца с одним

высоким буртом, расположенным в осевом направлении строго под щеточным уплотнением. Кроме того, кольцо крепления щеточного уплотнения на статоре дополнительно опирается на корпус со стороны ротора (рис. 3).

После испытаний последней конструкции щеточного уплотнения (сборка № 3) при разборке двигателя и контроле ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце трещин не обнаружено.

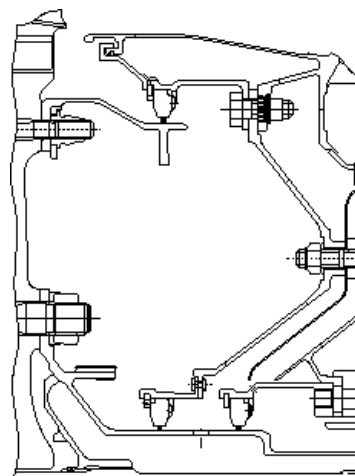


Рис. 3. Конструкция при сборке № 3

Вероятной причиной появления трещин усталостного характера при малой наработке деталей является возбуждение резонансных явлений или автоколебательных процессов. Для обеспечения надёжной работы уплотнения были проведены ряд расчётов и определено конструктивное решение узла, основанное на расчётах собственных частот и форм колебаний методом конечных элементов и испытаниях нескольких конструкций уплотнения.

2. Метод решения задачи и анализ результатов. Статика исследуемых колец

В качестве расчетной схемы взято сечение исследуемых колец в составе ротора ТВВ (рис. 4). Расчет проведен для установившегося взлётного режима, при максимально возможной в эксплуатации частоте вращения. Температурные поля рассчитаны МКЭ.

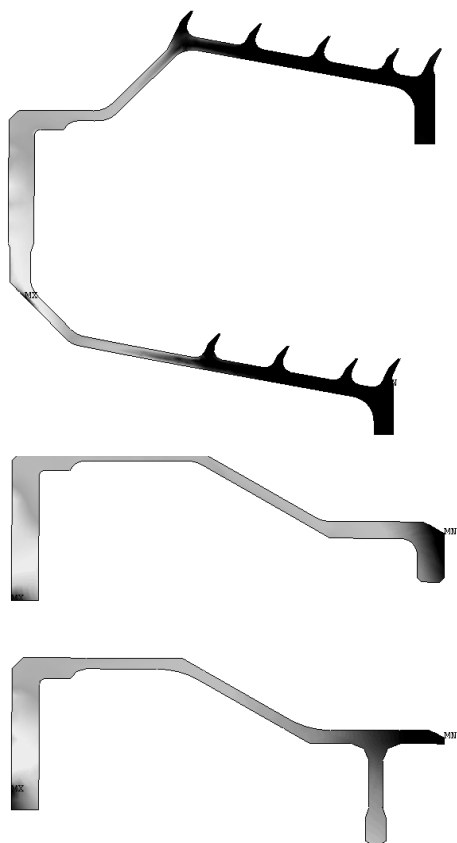


Рис. 4. Расчетная схема ротора ТВВ для расчёта НДС МКЕ

Сетка конечных элементов моделей ротора ТВВ состоит из 7820 узлов, 6411 элементов с лабиринтным уплотнением и 7073 узлов, 5859 элементов со щеточным уплотнением.

Расчеты напряженно-деформированного состояния деталей роторов турбины выполнены в упругой области.

Расчетная схема включила диски ТВВ, часть вала ТВВ, исследуемые кольца и экран. Между ними заданы условия совместных перемещений в осевом направлении и на радиусе расположения болтов – в радиальном направлении.

На вале ТВВ со стороны компрессора задано нулевое осевое перемещение. Центробежная сила от рабочих лопаток приложена в виде контурной нагрузки в ободной части дисков ТВВ. Также к деталям ротора ТВВ приложены давления в тракте и полостях системы охлаждения ротора. Значения получены из гидродинамического и гидравлическо-

го расчетов. Результаты расчётов приведены на рис 5.

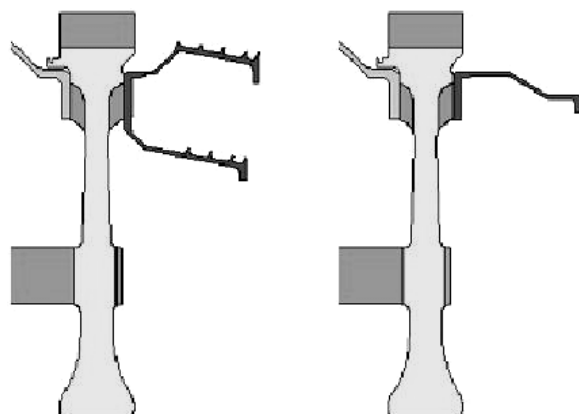


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в некоторых исследуемых конструкциях уплотнений

3. Расчёт собственных частот и форм колебаний исследуемых колец

Для расчёта собственных частот колебаний и форм колебаний исследуемых колец уплотнений использованы трёхмерные циклосимметричные модели деталей (рис. 6, 7).



Рис. 6. Модели исследуемых роторных деталей

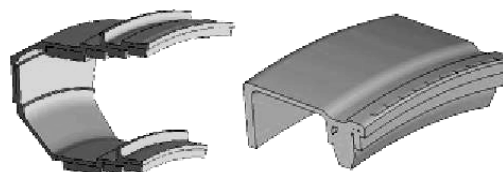


Рис. 7. Модели исследуемых статорных деталей

Исследуемые кольца представляют собой циклосимметричную конструкцию с циклически повторяющимся сектором, угол базового сектора – 20 градусов. Такое разделение на сектора принято по количеству крепёжных болтов. Отброшенная часть была учтена приложением стандартных усло-

вий циклосимметрии. Закрепление роторного кольца выполнено со стороны большего давления, а статорного кольца – со стороны меньшего давления по месту расположения болтовых соединений.

На рис. 8, 9 представлены частотные функции исследуемых колец с учетом давлений в полостях, вращения и поля температур на установившемся взлётном режиме.

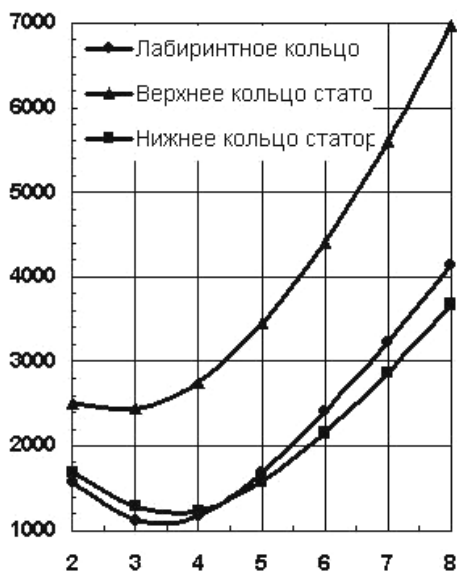


Рис. 8. Частотные функции деталей лабиринтного уплотнения

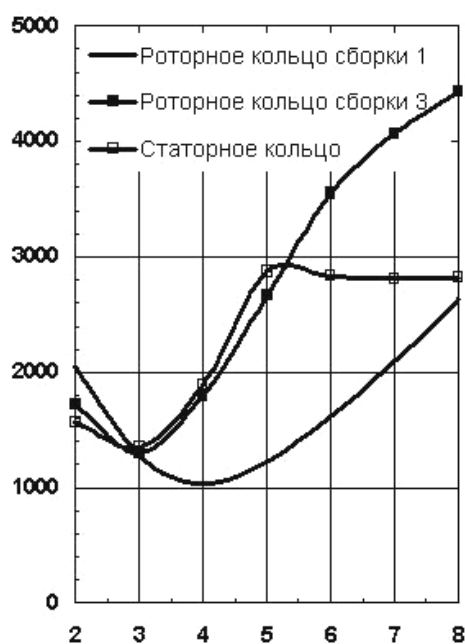


Рис. 9. Частотные функции деталей щеточного уплотнения

4. Результаты и анализ расчётов

Проведенные расчеты на статическую прочность исследуемых роторных деталей показали наличие невысоких напряжений до $\sigma_{эке} = 380$ МПа, в зоне появления трещин статические напряжения по расчётам не превышают $\sigma_{эке} \leq 20$ МПа.

По результатам расчётов на статическую прочность детали уплотнения всех рассмотренных конструкций удовлетворяют нормативным документам.

Расчеты собственных частот колебаний исследуемых колец уплотнений показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний исследуемых колец уплотнений.

Формы колебаний роторных колец (рис. 10) позволяют говорить о явлении подсоса газа и возбуждении акустических колебаний под действием круговых волн давления в полости над роторным кольцом уплотнения. Возникающее при подсосе разрежение вызывает дополнительную силу, изгибающую кольцо и уменьшающую зазор между роторным и статорным кольцами. При этом подсос снижается, давление уменьшается, и прогиб кольца уменьшается. Это вновь вызывает увеличение подсоса и обуславливает дополнительную возможность колебания кольца.

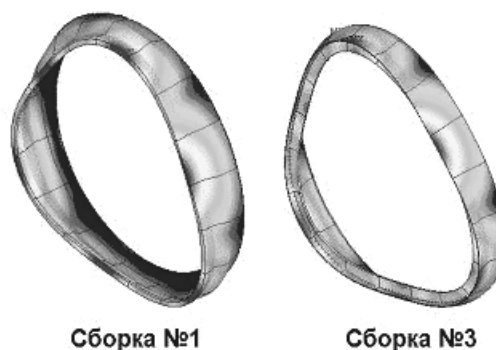


Рис. 10. Формы колебаний деталей уплотнения

Возбуждение акустических колебаний происходит в системе, состоящей из 2-х подсистем: механической и акустической. Роторное кольцо является

затвором, и при совпадении частоты колебаний механической системы и числа волн по окружности акустической системы наступает акустический резонанс.

Параметры акустической системы зависят от температуры, скорости вращения ротора и скорости вращения газа, который увлекается во вращение трением о ротор.

Существуют известные методы для устранения этого явления: отстройка от частоты акустического резонанса механической или акустической системы; увеличение акустического демпфирования; увеличение механического демпфирования; конструктивные изменения.

Конструкция роторного кольца из сборки № 3 (рис. 3) с одним высоким буртом под местом контакта со щеточным уплотнением такова, что зазор при колебаниях роторных и статорных колец стабилизирован, под местом контакта со щеточным уплотнением конструктивно организована узловая окружность. Наличие узловой окружности препятствует возникновению явления подсоса газа из КОУ в полость над роторным кольцом при колебаниях роторного кольца.

Изменённая конструкция статорного кольца уплотнения уменьшает массу газа в полости над роторным кольцом уплотнения и делает конструкцию более жёсткой.

Работоспособность конструкции щеточного уплотнения обеспечивается применением ротора ТВВ с кольцом из сборки № 3 (рис. 3).

Выводы

1. По результатам расчётов на статическую прочность детали уплотнения всех рассмотренных конструкций удовлетворяют нормативным документам.

2. Расчёты собственных частот колебаний исследуемых колец уплотнений показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний исследуемых колец уплотнений.

3. Предложены рекомендации по модернизации конструкции щеточного уплотнения, обеспечивающие вибрационную надёжность узла уплотнения.

3. На основании результатов проведенных испытаний показано, что в первом приближении щеточное уплотнение по эффективности равнозначно двойному ступенчатому лабиринтному уплотнению с девятью гребешками. Нарботка на изделии данной модификации конструкции на 31.05.2005 составляет 15,5 часов.

Литература

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение, 1981. – 298 с.
2. Hendricks R.C., Griffin T.A., Kline T.R., Csavina K.R., Pancholi A., Sood D. Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a YT-700 Engine Test. – NACA Technical Memorandum 106360.
3. Steinetz B.M., Hendricks R.C. Engin Seal Technology Requirements to Meet NACA Fdvanced Subsonic Technology Program Goals. – AIAA-94-2698. – Indianapolis, 1994.
4. Алексеев В.И, Вильнер П.Д., Цейтлин В.И., Осипов Н. Я. Вибрационная прочность лабиринтных уплотнений ГТД // Авиационная промышленность. – 1973. – № 5. – С. 25.

Поступила в редакцию 16.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 621.74.045

В.Ф. СОРОКИН

ГП «Институт машин и систем», Украина

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРА ЛОПАТКИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ФОРМООБРАЗУЮЩЕЙ ОСНАСТКИ

Разработана геометрическая модель пера лопатки, основанная на представлении профиля множеством вписанных в него окружностей. Математическая модель, заданная уравнением огибающей однопараметрического семейства окружностей, обеспечивает сокращение трудоемкости и сроков автоматизированного проектирования штампов, пресс-форм и другой формообразующей оснастки.

компьютеризация жизненного цикла изделий, техническая подготовка производства, автоматизация проектирования, аналитический эталон, пресс-форма, штамп, эквидистанта, огибающая

Введение

В связи с ростом конкуренции на рынке авиационной техники, всегда актуальна проблема снижения трудоемкости и сроков создания газотурбинных двигателей. Одним из путей решения этой проблемы является совершенствование технической подготовки производства и компьютеризация всех стадий жизненного цикла изделий [1].

Лопатки – это самые массовые и ответственные детали газотурбинного двигателя. Заготовки лопаток турбины получают литьем по выплавляемым моделям, а заготовки лопаток компрессора – точной объемной штамповкой. Наиболее длительным и трудоемким этапом технологической подготовки производства лопаток является создание пресс-форм для литья и штампов для точной штамповки.

В работах [2 – 4] представлен обобщенный метод проектирования и изготовления различных типов формообразующей оснастки для производства лопаток, основанный на применении современных инженерных компьютерных средств, систем геометрического моделирования и оборудования с ЧПУ.

Развитие метода связано с его наполнением специализированным математическим обеспечением. Поэтому **целью** данной статьи является разработка

математической модели геометрии профиля пера лопатки, позволяющей автоматизировать и упростить процесс преобразования геометрической модели лопатки в геометрическую модель оснастки.

Результаты исследований

В настоящее время в конструкторской документации, поступающей в производство, используется табличная форма представления геометрической информации о сложнофасонных поверхностях. Геометрия пера лопатки задается множеством сечений перпендикулярных оси OZ (рис. 1, а).

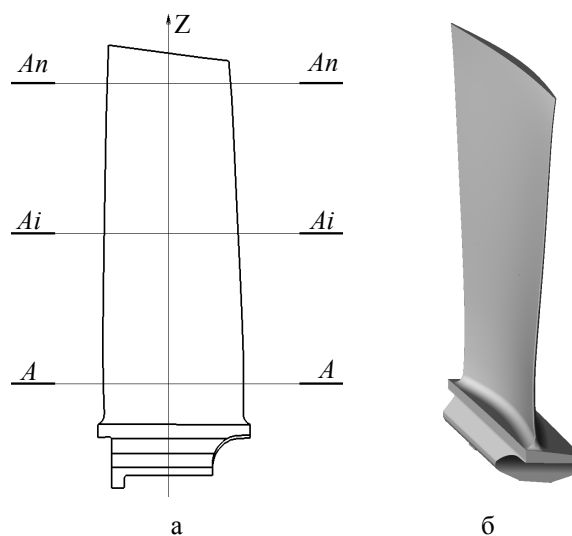


Рис. 1. Пример задания лопатки компрессора:
а – эскиз; б – аналитический эталон

Профиль каждого сечения описывается таблицей координат точек, принадлежащих поверхностям "спинки" или "корыта" и параметров входной (X_1 Y_1 R_1) и выходной (X_2 Y_2 R_2) кромок (табл. 1, рис. 2).

Таблица 1
Координаты точек профиля

j	$A_i - A_i$			
	X_c	Y_c	X_k	Y_k
1	-11,783	-0,686	-11,107	-2,551
2	-9,078	0,738	-8,392	-2,334
3	-4,780	1,798	-4,435	-2,133
4	0,04	2,08	-0,021	-2,081
5	5,288	1,614	4,900	-2,233
6	10,386	0,595	9,836	-2,608
7	15,378	-0,804	14,812	-3,240
8	20,299	-2,527	19,836	-4,125
9	24,476	-4,241	24,200	-5,073
X_1	-11,200			
Y_1	-1,530			
R_1	1,025			
X_2	24,300			
Y_2	-4,645			
R_2	0,436			

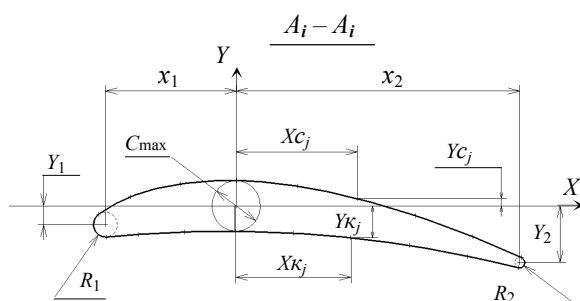


Рис. 2. Схема координатно-точечного задания профиля пера лопатки

Таблицы содержат также значения других параметров пера: максимальной толщины профиля (C_{max}), угла закрутки (α), хорды профиля (L), толщины входной и выходной кромок (C_1 и C_2) на некотором расстоянии от кромок и др. Однако эти параметры в данной работе не рассматриваются, так как нужны не для построения профиля лопатки, а для его контроля, и всегда могут быть рассчитаны по существующей геометрической модели.

Раньше таблица координат точек использовалась для графического построения увеличенных профи-

лей сечений лопаток и оснастки (плазово-шаблонный метод) или для математического моделирования профилей с помощью ЭВМ путем интерполяции множества точек классическими полиномами или сплайн-функциями (расчетно-графический метод).

В современном машиноориентированном производстве по таблице координат точек создается методами сплайновой геометрии аналитический эталон лопатки (рис. 1, б).

Математическая модель, основанная на представлении реальных формообразующих поверхностей геометрического объекта, имеет несомненный приоритет для использования в качестве эталона при передаче информации от конструкторского замысла к материальному воплощению изделия. Преимущества такой геометрической модели в наглядности, в простоте получения сечений, разрезов и вычисления различных геометрических характеристик, в возможности прямого использования в системах ЧПУ, контрольно-измерительных машинах, установках быстрого прототипирования и др.

Недостатки этой геометрической модели проявляются при проектировании формообразующей технологической оснастки. Например, при построении эквидистантной поверхности (равномерный припуск) приходится сначала получать "облако точек", а затем снова аппроксимировать эти точки методами сплайновой геометрии. Также громоздки алгоритмы получения пропорционального припуска и раскрытия пера лопатки, в которых используется информация о толщине пера в произвольной точке.

Для решения подобных задач нами предлагается геометрическая модель, основанная на представлении профиля пера лопатки множеством вписанных в него окружностей (табл. 2, рис. 3).

Представим, что центр вписанных в профиль лопатки окружностей находится на непрерывно дифференцируемой кривой $y_u = C(x)$, а радиус изменяется по закону $R = R(x)$. Тогда две эти функции являются геометрической моделью профиля пера лопатки.

ки в произвольном сечении $A_i - A_i$, а реальный профиль описывается уравнением кривой, огибающей семейства окружностей.

Таблица 2
Вписанные окружности

j	$A_i - A_i$		
	X_{ij}	Y_{ij}	R
1	-11,2	-1,530	1,025
2	-8,5	-0,745	1,592
3	-4,5	-0,548	1,976
4	0	0	2,081
5	5	-0,3	1,936
6	10	-0,987	1,629
7	15	-2,0	1,254
8	20	-3,307	0,835
9	24,3	-4,645	0,436

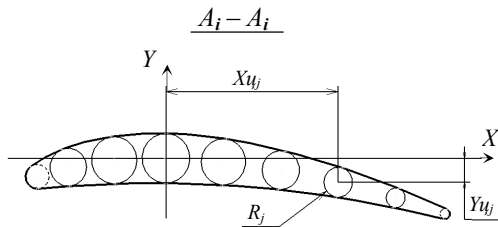


Рис. 3. Схема задания профиля пера лопатки вписанными окружностями

Геометрическая модель эквидистантного профиля будет иметь вид: $y_{ij} = C(x)$; $R = R(x) + \delta$, где δ — величина эквидистанты.

Геометрическая модель профиля с пропорциональным припуском будет иметь вид: $y_{ij} = C(x)$; $R = k \cdot R(x)$, где $k > 0$ — коэффициент пропорциональности.

Указанные преобразования модели можно выполнять многократно в любом порядке.

При технологической подготовке производства часто требуется раскрыть профиль лопатки, т.е. обеспечить технологический зазор между профилем "спинки" и "корыта". Это необходимо для непересечения фрез при двустороннем фрезеровании, верхнего и нижнего штампов при точной штамповке, вальцев при холодном вальцевании и др.

Удобен и прост принцип раскрытия, показанный на рис. 4, когда раскрывающая кривая — это огибаю-

щая семейства окружностей, центр которых расположен на средней линии пера лопатки, а радиус плавно уменьшается от значений R_1 или R_2 до $d/2$.

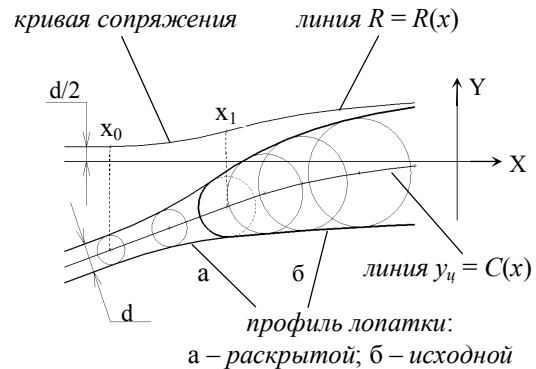


Рис. 4. Схема раскрытия пера лопатки

Для пояснения алгоритма получения раскрывающей кривой рассмотрим график функции $R(x)$, который можно разделить на три участка: при $x > x_1$ — функция радиусов $R(x)$; при $x < x_0$ — прямая линия $R = d/2$; при $x_0 < x < x_1$ — кривая сопряжения.

Определим теперь уравнение кривой, огибающей семейства окружностей. Как известно, существует несколько способов аналитического задания кривых: явный — $y = f(x)$; неявный — $F(x, y) = 0$; параметрический — $x = x(t)$, $y = y(t)$.

Обозначим буквой t координату x центра произвольной окружности семейства. Тогда уравнение окружности семейства будет иметь вид:

$$F(x, y, t) = [y - C(t)]^2 + (x - t)^2 - [R(t)]^2 = 0. \quad (1)$$

Уравнение огибающей однопараметрического семейства окружностей можно получить, исключив параметр t из системы уравнений:

$$F(x, y, t) = 0; \quad \frac{\partial F(x, y, t)}{\partial t} = 0.$$

Продифференцировав (1) по t , получим:

$$\begin{aligned} [y - C(t)]^2 + (x - t)^2 - [R(t)]^2 &= 0; \\ [y - C(t)] \cdot \frac{dC(t)}{dt} + (x - t) - [R(t)] \cdot \frac{dR(t)}{dt} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Из первого уравнения системы (2) находим

$$y = C(t) \pm \sqrt{[R(t)]^2 - (x - t)^2}. \quad (3)$$

Подставив (3) во второе уравнение (2), получим:

$$\pm \frac{dC(t)}{dt} \cdot \sqrt{[R(t)]^2 - (x-t)^2} + (x-t) - R(t) \cdot \frac{dR(t)}{dt} = 0.$$

Решая это уравнение относительно x , получим параметрическое уравнение огибающей семейства окружностей:

$$x = x(t) = t - \frac{R(t)}{1 + [C'(t)]^2} \cdot \{R'(t) \pm C'(t) \cdot D\};$$

$$y = y(t) = C(t) \pm \sqrt{[R(t)]^2 - (x-t)^2},$$
(4)

где $D = \sqrt{1 + [C'(t)]^2 - [R'(t)]^2};$

$$R'(t) = \frac{dR(t)}{dt}; \quad C'(t) = \frac{dC(t)}{dt}.$$

Знак $+$ перед квадратным корнем используется для верхней огибающей ("спинки"), а знак $-$ для нижней огибающей ("корыта").

Заключение

Представленная геометрическая модель используется во внедренной в ОАО «Мотор Сич» САПР АСТПП «Лопатка» и обеспечивает решение множества задач, возникающих при синтезе профилей технологической оснастки, в произвольном порядке без промежуточной интерполяции (рис. 5).

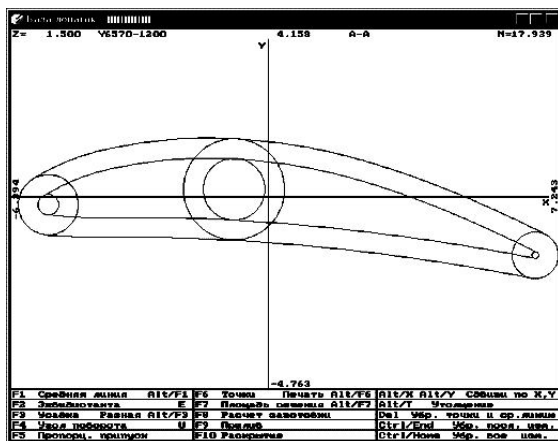


Рис. 5. Пример работы подсистемы «Оснастка»

В подсистеме "Оснастка" осуществляется автоматизированное проектирование: штампов для точной штамповки лопаток; оснастки для холодного вальцевания; модельных и стержневых пресс-форм для точного литья по выплавляемым моделям; шаб-

лонов для контроля пера и полок; мастер-моделей, ложементов, копиров и др.

Таким образом, можно сделать **вывод**, что математическая модель пера лопатки, заданная уравнением огибающей семейства вписанных в профиль окружностей, обеспечивает сокращение трудоемкости и сроков автоматизированного проектирования штампов, пресс-форм и другой формообразующей оснастки для производства лопаток.

Литература

1. Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / Под общ. ред. А. Г. Братухина. – К.: Техніка, 2001. – 728 с.
2. Проектирование и изготовление штампов для точной штамповки лопаток на базе CAD/CAM/CAE Euclid и САПР/АСТПП „Лопатка” / В.А. Богуслаев, В.Ф. Сорокин и др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: ГАКУ „ХАИ”. – 1998. – Вып. 1. – С. 78 – 83.
3. Липский Е.Р., Сорокин В.Ф. Прогрессивные способы проектирования и изготовления пресс-форм для выплавляемых моделей лопаток турбин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ „ХАИ”. – 2002. – Вып. 14. – С. 15 – 24.
4. Сорокин В.Ф., Головатый А.Я. Проектирование и изготовление стержневых пресс-форм для охлаждаемых лопаток турбины методом аналитических эталонов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ „ХАИ». – 2003. – Вып. 16. – С. 50 – 58.
5. Сорокин В.Ф. Компьютерная технология подготовки производства лопаток авиационных двигателей // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ „ХАИ». – 2003. – Вып. 17. – С. 57 – 63.

Поступила в редакцию 28.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.39.1+681.142.2

Н.І. БУРАУ, О.В. ЗАЖИЦЬКИЙ

Національний технічний університет “КПІ”, Київ, Україна

РОЗПІЗНАВАННЯ НЕЙРОННОЮ МЕРЕЖЕЮ СТАНУ ЛОПАТОК ГТД НА СТАЦІОНАРНИХ ТА НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Досліджується ефективність застосування нейронних мереж для розпізнавання технічного стану лопаток авіаційних двигунів в процесі експлуатації на стаціонарному та нестаціонарних режимах вібраційного збурення. Розглядається задача двокласової діагностики (відсутність чи наявність малої тріщини в одній з лопаток робочого колеса двигуна) на основі множини двовірних векторів діагностичних ознак. Ефективність розпізнавання для кожного з режимів експлуатації оцінювалась за значенням імовірності правильної класифікації для тестових векторів діагностичних ознак.

віброакустична діагностика, тріщиноподібні пошкодження, розпізнавання стану, імовірнісна нейронна мережа, вірогідність розпізнавання

Вступ

Відповідно до [1], основною задачею технічної діагностики є розпізнавання стану технічної системи в умовах обмеженої інформації. Як і для будь-якої складної динамічної системи, основна задача діагностики ГТД полягає в необхідності визначення технічного стану (ТС) двигуна чи прогнозування одного з його майбутніх станів шляхом віднесення об'єкту до одного з класів можливих станів за визначеною множиною діагностичних ознак.

Як показує практика, значна частина відмов авіаційних двигунів зумовлена експлуатаційними пошкодженнями компресорів та турбін внаслідок появи та розвитку в робочих лопатках тріщиноподібних пошкоджень (забоїн, тріщин втоми, корозії, ерозії тощо). Тому однією з важливих та актуальних проблем комплексної діагностики ГТД є проблема визначення ТС лопаток в процесі функціонування двигуна та діагностування тріщиноподібних пошкоджень на ранній стадії розвитку, що дозволить значно зменшити вірогідність руйнування лопаток при експлуатації ГТД. Вирішити дану проблему можна використанням методів вібраційної та віброакустичної діагностики [2]. Загалом розпізнавання ТС лопаток ГТД в процесі експлуатації потребує розробки гнуч-

кої системи класифікації, яка б у загальній системі моніторингу та діагностики ГТД забезпечувала нелінійне розділення простору ознак, проводити розпізнавання ТС лопаток ГТД як за кількісними (чисельними) ознаками, так і за зображеннями, а також у випадках обмеженої кількості образів для навчання.

Така система класифікації може бути побудована з використанням методів штучного інтелекту, зокрема структур, що самі навчаються, на основі штучних нейронних мереж (НМ), які на сьогоднішній день знаходять все більше розповсюдження при вирішенні задач діагностування авіаційних двигунів [3].

1. Постановка задачі дослідження

Для розпізнавання ТС лопаток ГТД використовуються результати чисельного моделювання та обробки віброакустичних сигналів на виході робочого колеса на стаціонарному режимі вібраційного роторного збурення та на режимах прийомистості та дроселювання. Моделювання проведено за методикою, описаною в [4]. Моделювався бездефектний стан робочого колеса та з тріщиноподібним пошкодженням однієї лопатки (відносно змінювання жорсткості лопатки з пошкодженням $\theta = 0,03; 0,05$). Для обробки діагностичної інформації використано

визначення безрозмірних амплітудних дискримінант J_r , $r = \overline{1,4}$ для окремих елементів вейвлет-перетворення вибірок сигналів, сформованих для зазначених вище режимів [4, 5].

Для стаціонарного режиму вібраційного збурення та режимів прийомистості і дроселювання за результатами обробки інформації будемо використовувати по дві ознаки (коефіцієнти імпульсності J_3 та фону J_4), так що для розпізнавання визначимо наступні вхідні вектори діагностичних ознак:

$$\bar{X}_{cm} = (J_3; J_4);$$

$$\bar{X}_{np} = (J_3^{np}; J_4^{np});$$

$$\bar{X}_{dp} = (J_3^{dp}; J_4^{dp}),$$

за якими проведемо розпізнавання стану лопаток робочого колеса для двокласової діагностики – відсутність (S_0) чи наявність (S_1) тріщиноподібного пошкодження.

За визначеними векторами для кожного з розглянутих режимів вібраційного збурення було сформовано множини об'єктів, що класифікуються, які використовувались як навчальні та тестові множини на входах нейронної мережі (кожна множина містить по 50 об'єктів для кожного стану лопаток).

На рис. 1 представлено навчальні множини об'єктів векторів діагностичних ознак, сформованих за вказаних вище значень параметру пошкодження ϑ для стаціонарного та нестационарних режимів вібраційного збурення (вісь абсцис відповідає значенням J_3 , вісь ординат – J_4).

Як бачимо, лінійне розділення на класи має місце для об'єктів навчальних множин векторів на режимі прийомистості для обох значень параметру пошкодження, а на стаціонарному режимі та режимі дроселювання – для $\vartheta = 0,05$.

Метою роботи є визначення та дослідження можливості підвищення вірогідності розпізнавання нейронною мережею технічного стану лопаток ГТД

за визначеними векторами ознак на стаціонарному та нестационарних режимах експлуатації двигуна.

2. Розпізнавання стану лопаток

Для класифікації використаємо імовірнісну нейронну мережу [6], перший шар якої містить 100 нейронів, а другий – 2 нейрони. Так як параметр мережі σ впливає на результат класифікації, то його величина визначалась експериментально під час пред'явлення мережі навчальної множини об'єктів, що класифікуються.

Визначені інтервали значень σ використовувались при класифікації об'єктів тестової множини, причому змінювання параметру σ в межах визначених інтервалів в процесі класифікації в подальшому було використано для оцінки впливу його на точність класифікації. Приклади результатів класифікації пред'явлених мережі об'єктів тестової множини для окремих значень параметру впливу σ наведено на рис. 2. Як видно, мережа розбиває площину, яка обмежена значеннями діагностичних ознак в об'єктах тестової множини, на класи, що відповідають бездефектному та дефектному станам робочого колеса ГТД. Візуальне порівняння множин об'єктів, що класифікуються (рис. 1), та результатів класифікації (рис. 2) показує, що мережа здійснює в основному правильне розділення на класи відповідно до навчальної множини об'єктів. Але значну частину площини нейронна мережа відносить до дефектного стану. І хоча ціна пропуску дефекту значно вища за ціну хибної тривоги, в більшості практичних випадків імовірність несправного стану об'єкту є малою величиною і тому може мати місце підвищення імовірності хибної тривоги, що загалом знижує точність класифікації. Тому важливо оцінити гарантовану мінімальну точність (вірогідність) розпізнавання технічного стану лопаток ГТД, яку забезпечує імовірнісна нейронна мережа з урахуванням ймовірних похибок першого та другого роду.

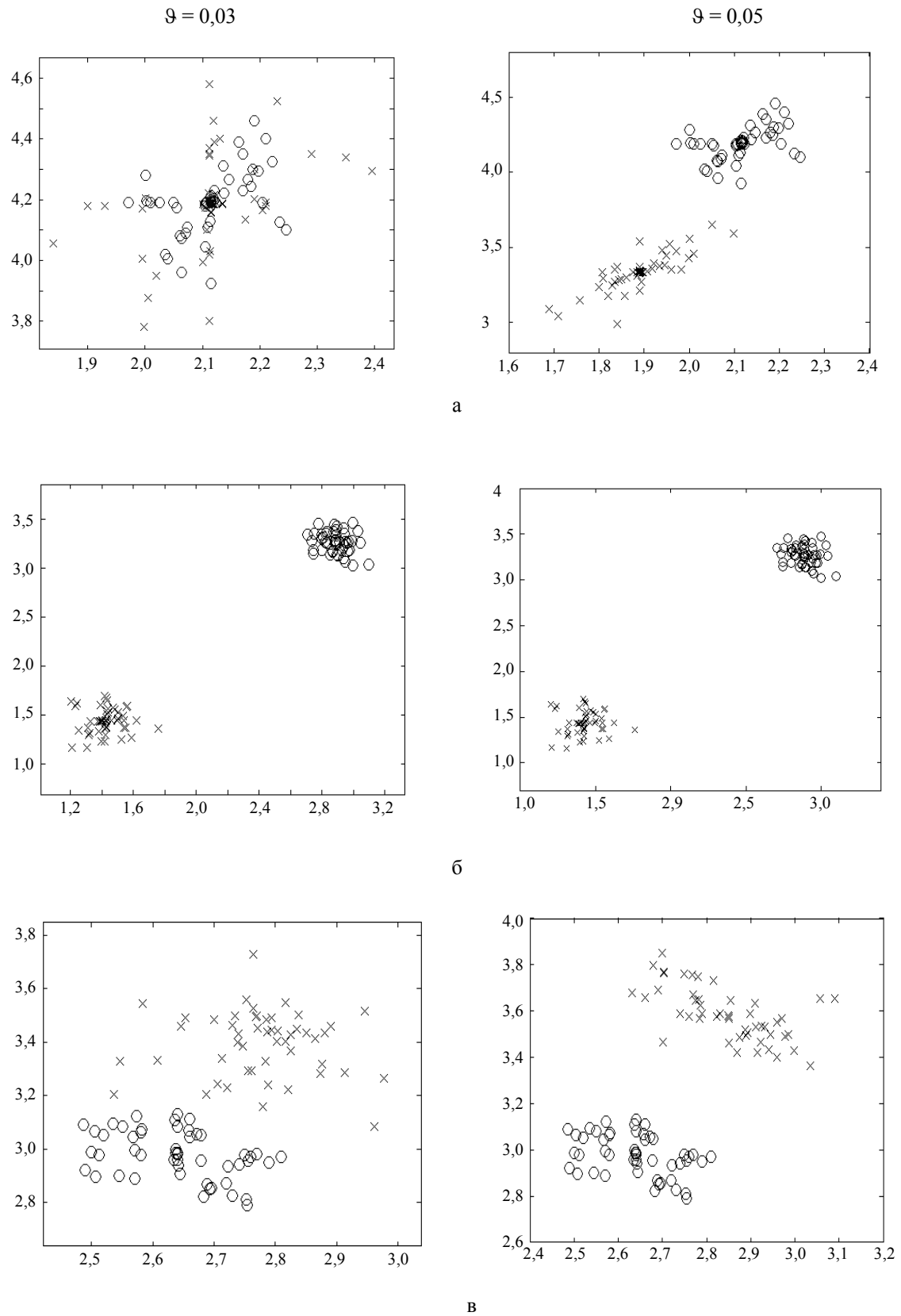


Рис. 1. Навчальні множини векторів діагностичних ознак для режимів: а – стаціонарного режиму; б – прийомистості; в – дроселювання (о – клас без пошкодження; х – клас з пошкодженням)

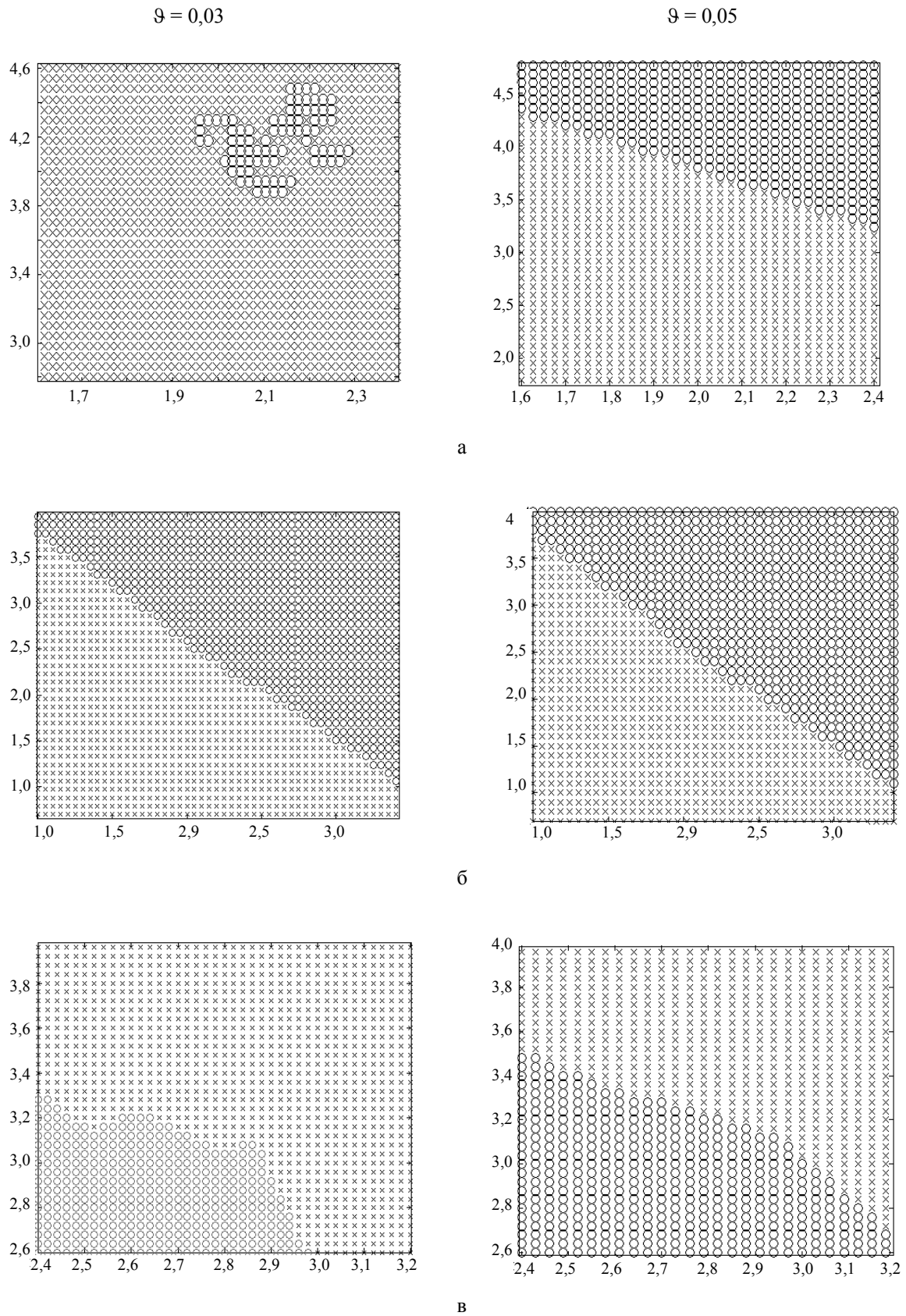


Рис. 2. Результаты класифікації для: а – стаціонарного режиму; б – прийомистості; в – дроселювання;
(о – клас без пошкодження; х – клас з пошкодженням)

3. Аналіз вірогідності розпізнавання

Оцінимо точність проведеної класифікації за коефіцієнтом ефективності K_{ef} , який являє собою значення ймовірності правильної класифікації. Для цього використаємо результати оцінювання сумарної щільності ймовірності (ЩІ) векторів діагностичних ознак $\bar{X}_{cm}$, $\bar{X}_{np}$ та $\bar{X}_{dp}$ об'єктів тестової множини для зазначених вище класів ТС ОД і методики аналізу, наведену в [6]. Найвища точність класифікації матиме місце в разі потрапляння тестового об'єкту в центри визначених класів ($K_{ef} = 1$). Точність класифікації знижується при віддаленні діагностичних ознак від центрів класів, а найнижче значення точності буде мати місце на межі розділення класів, де сумарні ЩІ ознак для обох класів є близькими за значеннями. Крім того, класи технічних станів для стаціонарного режиму при пошкодженні $\vartheta = 0,03$ (рис. 1) лінійно не розділяються, і на площині діагностичних ознак має місце значна область невизначеності, де сумарні ЩІ ознак для обох класів також є близькими за значеннями.

Для оцінки вірогідності розпізнавання розіб'ємо множину результатів класифікації на елементарні осередки прямокутної форми для кожної з розглянутих задач розпізнавання відповідно до режимів вібраційного збурення (загальна кількість осередків K_{zag} для векторів ознак дорівнює 1152). Кожен з елементарних осередків множини результатів класифікації вже віднесений мережею до одного з визначених класів. Для результатів оцінювання сумарної ЩІ ознак кожен з елементарних осередків буде відносити до того класу, сумарна ЩІ ознак для якого більша за значенням, що відповідає правилу прийняття рішення за методом максимальної правдоподібності [1]:

$$\chi \in S_0, \text{ якщо } \frac{f(\chi|S_0)}{f(\chi|S_1)} > 1;$$

$$\chi \in S_1, \text{ якщо } \frac{f(\chi|S_0)}{f(\chi|S_1)} < 1,$$

де χ – координата елементарного осередку на площинах діагностичних ознак; $f(\chi|S_i)$ – значення ЩІ класів ($i = 0; 1$) для даної координати.

Таким чином, для кожної задачі розпізнавання елементарні осередки можуть співпадати чи не співпадати між собою за віднесенням ОД до одного з визначених класів. Імовірність правильної класифікації за K_{ef} визначимо як відношення кількості осередків, що співпадають за класифікацією стану, до загальної кількості елементарних осередків K_{zag} .

На рис. 3 наведено графіки залежності K_{ef} від параметру впливу нейронної мережі σ в інтервалах його значень, де забезпечується нульова похибка навчання. Як видно з наведених графіків, мережа забезпечує розпізнавання технічного стану лопаток робочого колеса ГТД (відсутність пошкодження та наявність малого тріщиноподібного пошкодження з $\vartheta = 0,03; 0,05$ в одній з лопаток) з наступними мінімальними значеннями ймовірності правильної класифікації:

– *стаціонарний режим* – $K_{ef} = 0,93$ для та $\vartheta = 0,05$ при $\sigma = 0,1$; для $\vartheta = 0,03$ розпізнавання з низькою вірогідністю ($K_{ef} = 0,3$);

– *приймистість* – $K_{ef} = 0,94$ при $\sigma = 0, 1, \dots, 0,2$ для обох розглянутих значень параметру пошкодження;

– *дроселювання* – $K_{ef} = 0,94$ для $\vartheta = 0,03$ та $\vartheta = 0,05$ при $\sigma = 0,1$.

Висновки

Проведений в роботі аналіз показав, що за використаними кількісними ознаками найбільш ефективним є розпізнавання ТС лопаток робочого колеса ГТД в режимі приймистості та дроселювання, коли

дефектний стан відповідає пошкодженню з параметром 0,03 та 0,05.

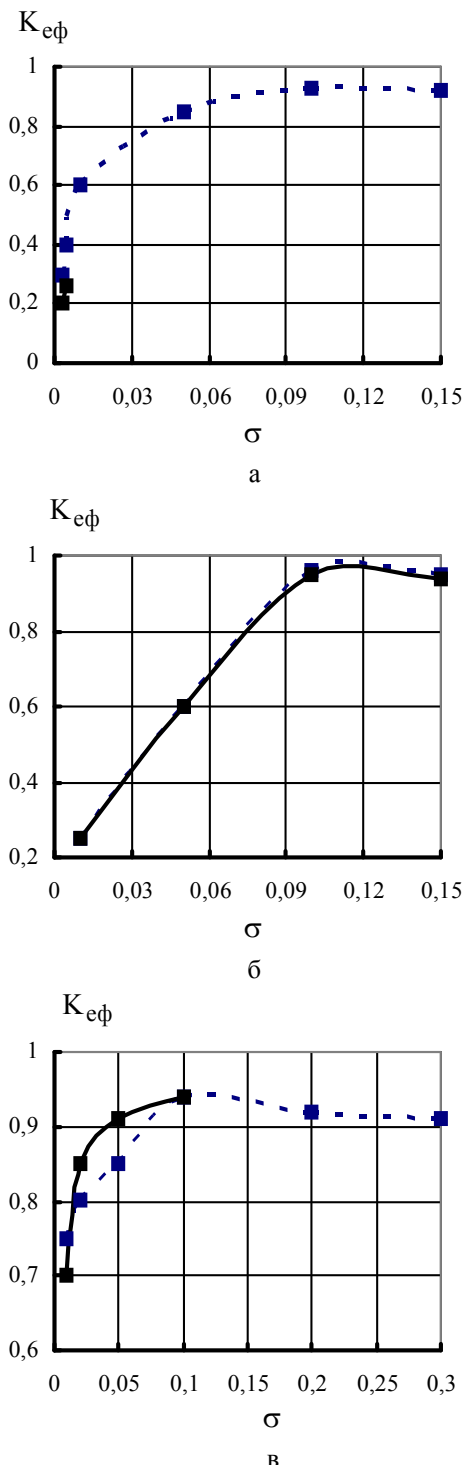


Рис. 3. Результати оцінювання вірогідності розпізнавання для: а – стаціонарного режиму; б – прийомистості; в – дроселювання (суцільна крива – $\vartheta = 0,03$; пунктир – $\vartheta = 0,05$)

В стаціонарному режимі розпізнавання є ефективним для пошкоджень з параметром 0,05 та біль-

ше. Для вказаних режимів імовірність неправильної класифікації $(1 - K_{\text{эф}})$ є меншою за середній ризик $R = 0,13$ для значень імовірності пропуску пошкодження 0,005; імовірність хибної тривоги 0,03 та відношення ціни пропуску пошкодження та хибної тривоги $C_{12} : C_{21} = 20$, значення яких для діагностики систем ГТД рекомендовано в [1].

Література

1. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
2. Бурау Н.И. О новых направлениях в развитии виброакустических методов диагностики прочностных дефектов в лопатках газотурбинных двигателей // Вибрации в технике и технологии. – 2001. – № 4 (20). – С. 45 – 48.
3. Кучер О.Г., Якушенко О.С., Сухоруков В.Ю. Розпізнавання технічного стану авіаційних ГТД з використанням нейронних мереж // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО «Мотор Сич». – 2002. – № 1. – С. 101 – 106.
4. Бурау Н.И., Сопілка Ю.В. Виділення діагностичних ознак початкових міцнісних дефектів в елементах машин і механізмів // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2002. – № 5. – С. 54 – 58.
5. Бурау Н.И., Сопілка Ю.В. Повышение чувствительности дискриминантных признаков трещины в задачах виброакустической диагностики элементов роторных систем // Акустичний вісник. – 2003. – Т. 6, №. 3. – С. 10 – 17.
6. Бурау Н.И., Зажицький О.В. Аналіз ефективності розпізнавання технічного стану об'єкту віброакустичної діагностики нейронними мережами // Методи та прилади контролю якості. – 2003. – № 11. – С. 21 – 26.

Надійшла до редакції 18.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.Г. Кучер, Національний авіаційний університет, Київ.

УДК 539.4

А.Р. ЛЕПЕШКИН, Н.Г. БЫЧКОВ*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия***МЕТОД ТЕРМОУПРАВЛЯЕМОГО ОБРЫВА ЛОПАТОК РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД ПРИ ИСПЫТАНИЯХ КОНСТРУКЦИЙ И КОРПУСОВ НА НЕПРОБИВАЕМОСТЬ**

Разработан метод термоуправляемого обрыва лопаток рабочих колес ГТД для обеспечения испытаний конструкций и корпусов на непробиваемость. Приводится обзор и анализ существующих способов обрыва лопаток. Запатентованный метод обрыва был апробирован при испытаниях на разгонном стенде и может быть реализован при испытаниях на стендах и на двигателе.

метод термоуправляемого обрыва, лопатки, рабочие колеса, испытания, корпуса, непробиваемость, разгонный стенд, двигатель, центробежная сила, ослабленное сечение, частота вращения, расчет, компьютерное моделирование

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. При проектировании газотурбинных двигателей (ГТД), установок (ГТУ) и других энергетических машин большое внимание обращается на локализацию обрыва лопаток внутри корпуса.

Одной из наиболее опасных аварийных ситуаций, которые могут привести к катастрофическим последствиям, является обрыв лопаток роторов авиационных ГТД. Поэтому важное значение в обеспечении надежности газотурбинных двигателей имеет локализация дефектов в пределах корпуса. В случае недостаточной прочности корпуса двигателя, оторвавшаяся лопатка может повредить самолет и вызвать катастрофу. Известны также факты попадания раскаленных оборвавшихся лопаток турбин в багажное отделение с последующим пожаром. По нормативным документам двигатели с недостаточной прочностью корпуса к эксплуатации не допускаются.

В [1] было проведено компьютерное моделирование соударения оборвавшейся лопатки с корпусом и его пробиваемости с помощью программного комплекса LS-DYNA/ANSYS.

Расчетами на непробиваемость [1 – 3] трудно предусмотреть все опасные состояния положения оборвавшейся лопатки или детали в момент удара о корпус и ее взаимодействие в этот момент с вращающимся ротором. Поскольку предварительное развитие трещины в лопатке наиболее вероятно не-симметрично, то обрыв может сопровождаться разворотом лопатки от внецентренного приложения центробежной силы к оставшейся площади лопатки. Лопатка наиболее вероятно развернется и ударит в корпус углом, а не площадью торца, как это принято в расчетах.

Практика показала, что более надежное заключение по непробиваемости целесообразно получить путем проведения испытаний по разработанным в ЦИАМ методам [4 – 6].

Поэтому важнейшими испытаниями по проверке живучести двигателя является оценка удержания оборвавшейся рабочей лопатки внутри корпуса двигателя.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Проведение испытаний корпуса на непробиваемость имеет ряд технических сложностей. Рабочую лопатку необходимо оборвать на заданных оборотах в сечении с минимальным запасом прочности. Лопатка находится на быстро вращающемся роторе

внутри корпуса, что затрудняет доступ к ней. Испытания корпуса на непробиваемость проводят, как правило, в разгонных камерах, так как нелокализованный обрыв лопаток ведет к разлету обломков на большое расстояние.

Для максимального приближения условий испытаний к реальным условиям работы двигателя их проводят на отдельно собранной ступени со всеми деталями статора, участвующими в локализации фрагментов разрушавшейся детали. Отделение лопатки осуществляют на максимально возможной в эксплуатации частоте вращения ротора. Обеспечивают подготовку обрыва лопатки в верхнем сечении замкового соединения (максимально возможная при обрыве кинетическая энергия) в наиболее опасном сечении, определяемом Заказчиком или нормативными документами.

Известен способ испытаний корпуса на непробиваемость, заключающийся в подрыве корневого сечения лопатки с помощью взрыва [7].

Данный способ имеет ряд существенных недостатков. Главным недостатком является то, что при подрыве лопатки с помощью взрыва сообщается дополнительная энергия, которой не обладает лопатка, оборвавшаяся при обычном разрушении. Ударная волна, образовавшаяся при данном разрушении, нарушает ориентацию лопатки, ее траектория становится неопределенной и лопатка попадает в корпус в несоответствующем реальным условиям положении. Это существенно снижает достоверность результатов испытаний. Кроме того, во время взрыва может произойти разрушение лопатки на отдельные фрагменты, энергия удара которых о корпус будет существенно ниже, чем у целой лопатки. В [7] отмечается, что при взрывном подрыве корневого сечения лопатки образуются осколки. Вследствие этого, лопатка с меньшей оставшейся массой взаимодействует с корпусом. В этом случае испытания не могут рассматриваться как кондиционные. Также имеются трудности в организации

испытаний. Подготовка испытаний требует особых организационных мер и мер безопасности, учитывающих использование взрывчатых веществ, а также наличия специально подготовленного персонала.

Для обрыва лопаток на рабочих оборотах используют подрезку сечения в месте, где должен происходить обрыв. Однако ослабить сечение настолько, чтобы лопатка оборвалась именно при заданной частоте вращения ротора, затруднительно из-за сложной геометрии лопаток и разброса прочностных свойств материала. В связи с этим подрезку сечения проводят в несколько этапов, последовательно приближаясь к заданной частоте вращения ротора, либо превышают заданную частоту, и затем производят перерасчет результатов. Тот и другой способы не являются оптимальными, поскольку в первом случае трудоемкость испытаний возрастает в несколько раз, а именно, требуется многократная переборка и балансировка ротора, а во втором случае результаты испытаний не вполне достоверны.

Известен способ испытаний корпуса на непробиваемость, при котором после выхода ротора на заданную частоту вращения рекомендуют производить подрезку пера в заданном сечении с помощью электродов [8], размещенных в зоне пера лопатки.

Недостатком этого технического решения является сложность организации поджига электродов и поддержания устойчивого горения электрической дуги в зоне вращающейся лопатки, ее ненадежность, вследствие выгорания электродов. Требуется также обеспечить подвод большого тока к электродам. Кроме того, обрыв лопатки должен быть осуществлен на некотором расстоянии от корневого сечения с учетом специфики горения электрической дуги, что обуславливает низкую точность надреза по заданному сечению. В результате лопатка отрывается с неполной массой и точность оценки корпуса на непробиваемость снижается.

Также можно произвести обрыв лопатки по ослабленному сечению аэродинамической нагрузкой.

Этот метод [5] заключается в следующем. После установки ротора с ослабленной лопаткой на стенде включают вакуумный насос, а в разгонной камере понижают давление воздуха до минимального значения. Облопаченный ротор с подготовленной лопаткой разгоняют на заданную максимальную частоту вращения. Снижают вакуум в камере. Давление воздуха на лопатке при вращении ротора резко увеличивается, возрастает $M_{из.}$ и $M_{кр.}$. В результате лопатка не выдерживает дополнительного нагружения и обрывается по ослабленному сечению. Для подготовки к испытаниям по данной методике требуются расчеты для получения критической величины давления на ослабленную лопатку и необходимой величины мощности электропривода. Достоинствами этой методики являются относительная простота и дешевизна.

Учитывая недостатки существующих способов, требуется разработка метода управляемого обрыва лопаток.

Цель исследований. Целью данных исследований являлась разработка метода термоуправляемого обрыва лопаток рабочих колес ГТД под действием центробежных сил без использования взрыва для обеспечения испытаний конструкций и корпусов на непробиваемость и апробация разработанного метода при испытаниях рабочего колеса ГТД на разгонном стенде.

Методика и результаты исследований

В настоящей работе исследовалась возможность обрыва лопаток от действия центробежных сил без взрыва с управлением дополнительным нагружением опасного сечения лопатки на заданных для обрыва оборотах " n_p " с помощью термочувствительных элементов. На первом этапе верификация предложенной методологии производилась испытаниями моделей лопаток, а затем натурных лопаток на установке с термомеханическим нагружением [9]. На

втором этапе проводились испытания рабочего колеса ГТД с обрывом лопаток на разгонном стенде [10 – 14].

По разработанному методу управляемого обрыва [4, 6] контрольное сечение подрезалось до запаса прочности на " n_p ", равного примерно $0,8 \div 0,9$, после чего усиливалось накладками из термочувствительного материала с повышением запаса прочности до величины $1,3 \div 1,4$. После достижения максимальной центробежной нагрузки производился нагрев лопатки до допустимой температуры. Накладки, усиливающие контрольное ослабленное сечение лопатки, изготавливались из материала с большим коэффициентом линейного расширения, чем у материала лопатки. С нагревом накладки сбрасывают с себя нагрузку, догружая при этом лопатку. Запас прочности в опасном сечении лопатки понижается до $0,9$ и происходит ее разрушение.

Рассмотрим последовательность подготовки лопатки к реализации управляемого обрыва. Заданное сечение пера лопатки ослабляют поперечной подрезкой. Кроме того, в ослабленном сечении осуществляют надрезы тонкой проволокой $\varnothing 0,15 - 0,25$ мм для обеспечения минимального удлинения ослабленного сечения лопатки при разрушении. Удлинение лопатки в момент разрушения не должно превышать зазора между лопаткой и корпусом на заданных оборотах [6].

Для полной имитации удара лопатки о корпус необходимо, чтобы вес обрывающейся части доработанной лопатки соответствовал бы весу обрывающейся реальной лопатки.

Впервые были проведены на разгонном стенде ЦИАМ испытания рабочего колеса турбины ГТД с управляемым обрывом лопаток по предложенному методу. Ниже приведены результаты испытаний.

Подшипниковая опора с испытуемым рабочим колесом с лопатками и устройством обрыва была установлена в испытательной (вакуумной) камере разгонного стенда и соединена через специальную

проставку с демпферной опорой. Крепежные рамы с индуктором для высокочастотного нагрева были закреплены на корпусе подшипниковой опоры. Зазор между индуктором и рабочим колесом составил 7 мм.

По результатам конечно-элементного расчета с использованием системы ANSYS с определением параметров ослабленного сечения лопатки и минимального сечения накладок на рис. 1 построены зависимости центробежной нагрузки $C(n)$ лопатки и запасов прочности $K(n)$ (накладок и др.) при температурах 20, 190, 250°C материала накладок в зависимости от частоты вращения. Заданная для разрушения частота вращения составляла 8200 об/мин. При этом центробежная сила в опасном сечении лопатки (запас прочности 0,9) достигала 4200 кГ. В данном примере материал турбинной лопатки – ЭИ929. Накладки были изготовлены из алюминиевого сплава Д16Т. В проектировании испытательной оснастки принимал участие Андреев В.В.

На рис. 2 показана фотография рабочего колеса II ступени турбины ГТД с двумя штатными и двумя доработанными для управляемого обрыва лопатками (диаметрально расположенными) перед испытаниями.

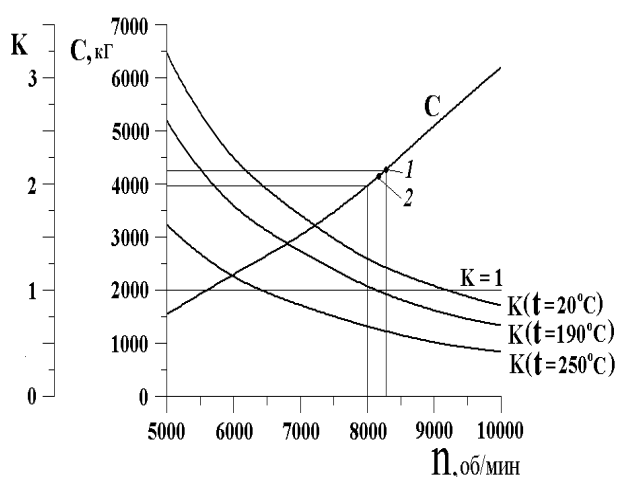


Рис. 1. Зависимости центробежной нагрузки $C(n)$ лопатки и запасов прочности $K(n)$ лопатки с элементами устройства обрыва (накладок и др.) при температурах 20, 190, 250°C



Рис. 2. Рабочее колесо ГТД с двумя ослабленными лопатками и элементами устройства обрыва и двумя штатными лопатками перед испытаниями

Программа испытаний с использованием разработанного метода [4, 6] обрыва лопаток была составлена с учетом результатов расчета и данных рис. 1.

Программой испытаний предусматривались следующие этапы: увеличение частоты вращения, площадка 7000 об/мин – включение системы индукционного нагрева, увеличение частоты вращения до 8000÷8500 об/мин.

В процессе увеличения частоты вращения и на указанных выше площадках регистрировались (Цыкуновым Н.В.) на компьютерной системе измерений частота вращения, температура ободной части диска, сигнал от тензодатчика, установленного на выходной кромке (перегородке) в ослабленном сечении лопатки, вибрации опоры изделия, сигнал от сигнализатора обрыва. Кроме того, температуры диска и лопаток, а также другие измеряемые параметры регистрировались на стендовых системах измерений.

На площадке 7000 об/мин с помощью индуктора производился нагрев ободной части диска до 300 °C (со стороны индуктора), при этом в корневой части

лопатки температура достигала 210 °С. Далее при увеличении оборотов ротора в соответствии с программой испытаний произошел обрыв лопаток на частоте вращения 8300 об/мин. В момент обрыва средняя температура накладок составляла 190 °С. На рис. 1 расчетные данные по запасу прочности K ($t_{cp} = 190^\circ\text{C}$) с учетом разброса свойств материала накладок и лопаток подтверждены близким значением частоты вращения, на которой произошел обрыв.

На рис. 1 показан диапазон управления обрывом лопаток и возможности указанного метода обрыва при температурах накладок от 20 до 250 °С. Сравнение экспериментальных данных (т. 1 на рис. 1) на разгонном стенде и (т. 2 на рис. 1) на установке с осевым нагружением показывает совпадение результатов испытаний по обрыву лопаток при воспроизведении центробежной нагрузки 4200 кГ и температуры 190 °С.

На рис. 3 приведена фотография рабочего колеса после испытаний с обрывом двух ослабленных лопаток. На двух штатных лопатках наблюдались забоины от оборванных лопаток, как видно на фотографии рис. 3. Кроме того, на рис. 3 показаны оставшиеся части накладок и хвостовик одной из оборванных лопаток, а также испытательная оснастка с индуктором.



Рис. 3. Рабочее колесо ГТД с двумя штатными лопатками после обрыва двух ослабленных лопаток

В целом первые испытания с управляемым обрывом лопаток рабочего колеса ГТД прошли успешно. Две ослабленные лопатки оборвались практически одновременно на одной частоте вращения, поэтому уровень вибраций составлял небольшую величину и не превысил 6g. Это подтверждает надежность разработанного метода обрыва и позволило сохранить подшипниковую опору изделия и другое испытательное оборудование стенда от разрушения при испытаниях.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Разработан метод термоуправляемого обрыва лопаток ГТД. Метод апробирован при испытаниях рабочего колеса ГТД на разгонном стенде. Сравнение полученных экспериментальных данных на разгонном стенде и на установке с термомеханическим нагружением показало идентичность условий обрыва по температуре опасного сечения лопатки и осевой нагрузке. Разработанный метод обеспечивает сертификационные требования по обрыву лопатки в наиболее опасном ее сечении (включая и замковую часть), определяемом Заказчиком или нормативными документами.

Испытания корпусов на непробиваемость на разгонном стенде позволяют решить оперативно прочностные проблемы узлов и деталей газотурбинных двигателей.

Для проведения испытаний корпуса на непробиваемость необходимы разные варианты имитирования обрыва лопаток.

Предложенный метод обрыва позволяет имитировать обрыв лопатки с ее разворотом как по направлению вращения, так и против. При этом удар лопатки о корпус будет не по плоскости торца лопатки, а углом.

Разработанный метод [4, 6] обрыва лопаток можно использовать для исследований корпусов на непробиваемость при испытаниях конструкций на

стендах и при испытаниях авиационных двигателей с верификацией расчетных методик [1 – 3].

Литература

1. Москвитин О.А., Шорр Б.Ф. Пространственное моделирование процесса пробивания корпусных элементов двигателя фрагментами оборвавшихся деталей // Тезисы докладов XXVIII международного научно-технического совещания по проблемам прочности двигателей. – М. – 2002. – С. 60 – 61.
2. Гладкий И.Л. Исследование последствий обрыва лопаток авиационных ГТД методом конечных элементов // Вестник ПГТУ. Динамика и прочность машин. – 2003. – № 4. – С. 125 – 130.
3. Жуков В.Б., Хоменко С.И., Шереметьев А.В. Расчет корпусов на непробиваемость при разрушении дисков // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 1. – С. 56 – 59.
4. Пат. № 2176389 Россия. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков. – 2001. – Бюл. № 33.
5. Пат. № 2207534 Россия. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации / А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков. – 2003. – Бюл. № 18.
6. Заявка № 2004116838 Россия. Способ испытания корпуса на непробиваемость и устройство для его реализации. – 2004.
7. Air et Cosmos. – 2004. – № 1944. – Р. 25.
8. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И., Захаров В.К. Универсальный разгонный стенд для повторно-статических испытаний крупногабаритных элементов роторов // Проблемы прочности. – 1988. – № 9. – С. 114 – 116.
9. Пат. № 2250451 Россия. Установка для испытаний лопаток турбомашин на термомеханическую

усталость / Н.Г. Бычков, А.Р. Лепешкин, А.В. Першин. – 2005. Бюл. № 11.

10. Пат. № 2235982 Россия. Способ термоциклических и разгонных испытаний дисков турбомашин / А.Р. Лепешкин, В.А. Скибин. – 2004. Бюл. № 25.

11. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Циклические испытания дисков ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 456 – 460.

12. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Моделирование нестационарного теплового и термонапряженного состояния дисков и рабочих колес ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева при неизотермических циклических испытаниях // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2001. – Вып. 23. Двигатели и энергоустановки. – С. 144 – 146.

13. Лепешкин А.Р. Индукторы для нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонных стендах // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2002. – Вып. 334. Двигатели и энергоустановки. – С. 163 – 165.

14. Лепешкин А.Р. Методика статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2003. – Вып. 41/6. – С. 154 – 159.

Поступила в редакцию 6.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Ножницкий, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва.

УДК 338. 45: 621

И.И. ИЦКОВИЧ, Н.А. МИХАЙЛОВА, В.А. ПОНОМАРЕВ**ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия****СОЗДАНИЕ СТАТИСТИЧЕСКИХ НОРМАТИВОВ ТРУДОЕМКОСТИ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
В ОАО «НПО «САТУРН»**

Предложена концепция и показаны примеры разработки статистических нормативов трудоемкости изготовления высокотехнологичных деталей ГТД. Получены приемлемые для практического прогнозирования структурные математические модели трудоемкости, обеспечивающие отклонение не более 10% от фактических данных.

трудоемкость изготовления, прогнозирование, ГТД, многофакторные статистические модели**Введение**

Одним из ведущих факторов себестоимости производства является трудоемкость основных работ, которая зависит от разработанной конструкции, используемой технологии, квалификации производственного персонала, обеспечения оборудованием, инструментом и т.д.

Таким образом, трудоемкость производства газотурбинных двигателей зависит от множества взаимодействующих факторов, характерных как в целом для данного уровня развития производственных сил, так и для предприятия с данным составом оборудования и персонала.

Формулирование проблемы. В условиях научно-производственного объединения трудоемкость продукции закладывается на этапе разработки конструкторской документации под типовые технологические процессы, обеспечивающие качество и надежность продукции.

Управление себестоимостью продукции предполагает, наряду с планированием затрат на материалы, и планирование трудоемкости производства продукции на данном предприятии.

Таким образом, существует проблема прогнозирования трудоемкости производства продукции уже на этапе ее конструкторской разработки.

Результаты исследований

Прогнозирование трудоемкости производства продукции на стадии ее проектирования возможно двумя путями:

- детальная параметрическая проработка конструкции и трудоемкости изготовления на основе комплексной автоматизированной системы (САПР), включающей все типовые технологические операции и переходы, т.е. объединяющей систему проектирования и технологической подготовки производства детали, узла, изделия в целом;

- статистическое прогнозирование трудоемкости изготовления деталей в заданном диапазоне их размеров, производимых по типовой технологии.

Первый путь, параметрический, позволяет создавать оригинальные конструктивно-технологические решения, но требует формирования предельно подробной цепочки технологических операций, учета подготовительно-заключительного времени и обрабатываемости материала, – т.е. создания конструктивно-технологической САПР.

Второй путь, статистическое прогнозирование, использует унифицированные конструктивные решения и технологический опыт предприятия. Его недостатком является отсутствие детальной проработки трудоемкости для всей технологической це-

почки, но если используется типовой технологический процесс, то такая детальная проработка по операциям для оценки трудоемкости типовой детали и не требуется. При этом статистическое прогнозирование позволяет обобщать опыт типовых процессов производства в человеко-машинной системе, где человеческий фактор имеет важное значение, если присутствуют ручные операции на критических этапах, определяющих трудоемкость процесса изготовления в целом.

В работе впервые в отраслевой практике формируется концепция использования многофакторных статистических методов для прогнозирования трудоемкости изготовления типовых деталей газотурбинных двигателей.

Нами было предложено разработать классификатор статистических нормативов трудоемкости (СНТ) на основе многофакторных математических моделей, описывающих трудоемкость изготовления основных деталей и узлов ГТД в существующих технологических условиях серийного производства ОАО «НПО «Сатурн».

Статистическое прогнозирование трудоемкости изготовления типовых деталей необходимо для:

- управления трудоемкостью и себестоимостью серийного производства ГТД на этапах НИОКР с учетом технологии серийного производства;
- планирования загрузки и развития производственных подразделений завода при запуске изделий в серийное производство и выполнения производственной программы;
- анализа и планирования экономических и производственных показателей деятельности предприятия;
- унификации деталей ГТД на основе создания электронного классификатора СНТ типовых деталей (базы данных);
- сокращения необоснованного роста типоразмеров деталей и связанного с этим роста трудоемкости и стоимости изготовления деталей и технологической оснастки.

Использование многофакторных математических моделей и СНТ на их основе позволяет своевременно обосновать трудоемкость, себестоимость и контрактную цену промышленного заказа на партию деталей, узлов и ГТД в целом, используя типовые технологические процессы и унифицированные конструктивные формы деталей.

Статистические нормативы трудоемкости изготовления типовых деталей ГТД обладают следующими свойствами:

- характеризуют среднюю трудоемкость изготовления детали данного типоразмера в серийном производстве данного предприятия;
- представляются в виде формулы (статистической зависимости) вида «конструктивные размеры, пр. факторы и зависящая от них трудоемкость в серийном производстве»;
- подлежат периодическому пересмотру, т.е. повторному расчету указанной зависимости по мере развития типовых технологических процессов.

Метод получения статистической модели. Вид статистической модели трудоемкости изготовления детали по типовому технологическому процессу определяется с помощью программного комплекса «МАРС» (Многоэтапная адаптивная распознающая система) (рис. 1), разработанного в ОАО «НПО «Сатурн».

При этом возможности «МАРС» в нормировании используются частично.

В целом, в комплексе «МАРС» используется:

- метод главных компонент для сжатия информации;
- многорядная селекция ансамблей признаков-функций исходных переменных: по критериям максимума коэффициента множественной корреляции R и минимума нормированной дисперсии поверхности отклика, вычисленной в точке экстраполяции; с использованием метода случайного поиска с адаптацией для реализации второго ряда селекции; дискриминация регрессионных гипотез в третьем ряду селекции;

– таксонометрия в подпространстве диагностических признаков.

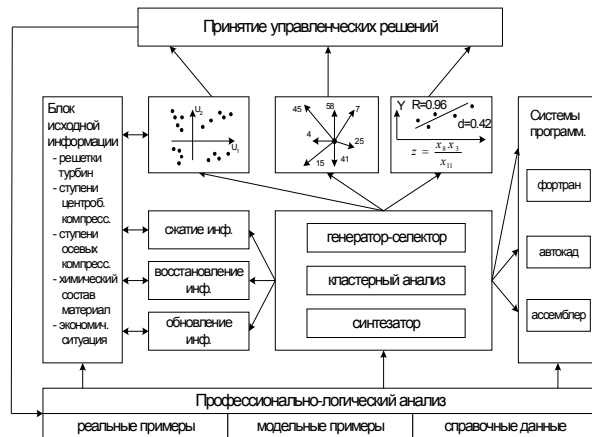


Рис. 1. Многоэтапная адаптивная распознающая система («МАРС»)

Минимальное количество экспериментов (в нашем случае число типовых деталей, трудоемкость которых известна), при котором могут быть получены состоятельные оценки прогноза, равно 5. Система приспособлена к работе в условиях информационной недостаточности и избыточности, при коррелированных «независимых» переменных, нелинейном характере функциональных связей, в обстановке помех и неоднородности эмпирических данных. Путем перекрестных перепроверок, за счет использования альтернативных алгоритмов описания и диагностики, система позволяет обнаружить данные, не несущие полезной информации.

Порядок разработки статистических нормативов трудоемкости типовых деталей ГТД

1. Строится интегральная кривая распределения трудоемкости изготовления узлов ГТД по наименованиям деталей с учетом их количества (кривая Парето применительно к деталям и узлам ГТД). Значения откладываются в порядке возрастания трудоемкости всех деталей.

В качестве примера представлен график роста трудоемкости КВД двигателя Д-30КУ/КП по наименованиям деталей (рис. 2). По данной кривой выбираются наиболее трудоемкие детали и узлы, на ко-

торые приходится не менее 80% трудоемкости. В данном случае речь идет о точке, выделенной цветом, которая соответствует 76 наименованиям деталей и около 90% общей трудоемкости. При этом не учитывалась трудоемкость сборки. Ее следует рассматривать в составе узла.

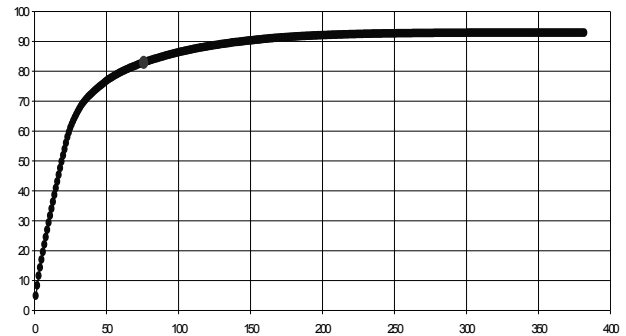


Рис. 2. Интегральная кривая роста трудоемкости КВД двигателя Д-30КУ/КП по наименованиям деталей с учетом их количества

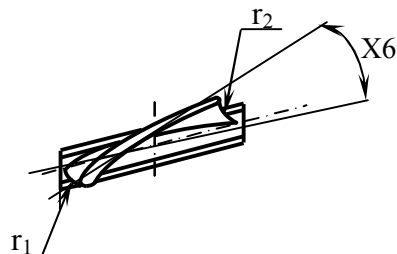
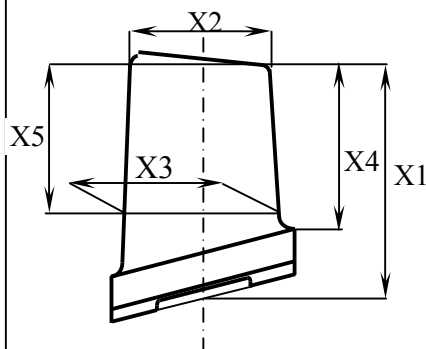
2. Из списка наименований деталей, определяющих 90%-ую долю общей трудоемкости узла, в приведенном примере – КВД двигателя Д-30КУ/КП – выбирается группа (не менее 5 – 7 наименований) однотипных по конструкции деталей (лопатки, диски, кольца и т.п.), имеющих единую маршрутную технологию производства. По данной группе деталей формируется лист классификатора. В принципе, для обобщения могут использоваться однотипные детали от разных изделий.

3. Разрабатывается лист классификатора СНТ.

3.1. Изображается схема простановки характерных размеров детали данного типа, снятых с чертежа (для лопатки компрессора: высота пера, хорда на среднем радиусе, размеры замка и т.п.) и обозначенных буквами А, Б, В, ... (рис. 3).

3.2. Составляется исходная информационная матрица для расчета статистического норматива трудоемкости (табл. 1). Матрица включает исходные данные не менее чем по 5 – 7 деталям данного типа: предполагаемые параметры, влияющие на трудоемкость, в том числе размеры деталей, обозначенные буквами А, Б, В, ..., и трудоемкость детали в производстве с разбивкой по центрам ее накопления.

Рабочая лопатка осевого компрессора без бандажной полки, изготовленная из заготовки, полученной методом объемной штамповки (материал ВТЗ-1)



Номер чертежа	Наименование РЛ	X1	X2	X3	X4	X5	X6	Y	Y, расчет	%
		мм	мм	мм	мм	мм	град	н-час	н-час	
40-01-4321	РЛ I ступени II каскада	168,62	58,42	50,75	159	159	27,450	2,501	2,534	1,35
40-01-4192	РЛ II ступени II каскада	144,57	52,83	48,29	127	120	25,263	2,052	1,989	-3,07
40-01-595	РЛ III ступени II каскада	116,1	39,91	47,86	95	93	22,930	1,444	1,452	0,58
40-01-593	РЛ V ступени II каскада	68,63	31,2	31,2	60	57,5	18,410	0,849	0,927	9,25
40-01-594	РЛ VI ступени II каскада	58,89	27,82	27,82	55	46	16,790	0,811	0,798	-1,65
40-01-554	РЛ VII ступени II каскада	51,91	27,82	27,82	48	43	14,380	0,757	0,789	4,17
40-01-008	РЛ VIII ступени II каскада	47,63	27,82	27,82	43	41,5	16,160	0,701	0,720	2,68
H40100002	РЛ II ступени компрессора Сатурн ГТД-6,3	74	41,5	43	60	60	23,2		0,907	

Суммарная трудоемкость изготовления рабочей лопатки

$$Y=0,4788601+0,0009225259X1^2 (X2+X3) X5/(X3 X4 X6)$$

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МОДЕЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Факторы модели взаимосвязаны и не могут задаваться произвольно

ПОКАЗАТЕЛИ ГЕОМЕТРИИ:

1. Хвостовик
Тип – ласточкин хвост,
Длина: 25 – 55 мм,
Высота: 3 – 10 мм.
2. Перо
X4 Высота: 40 – 170 мм,
X3 Хорда у корня: 25 – 51 мм,
X2 по периферии: 20 – 59 мм ,

- X5 Расстояние между полными корневым и периферийным сечениями пера: 41 – 160 мм,
- X6 Угол закрутки между полными корневым и периферийными сечениями пера: 10 – 28 град.
3. C_{max} у корня: 2 – 4,5 мм, по периферии: 1,5–3,5 мм.
4. Радиусы входной и выходной кромок r1 и r2: 0,2 – 6 мм.

5. Образующие входной и выходной кромки прямые с наклоном от z-z: ±15°
6. Радиус перехода хвостовик-перо 2-6мм.

ПОКАЗАТЕЛИ ТОЧНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ:

1. Отклонение контуров корыта и спинки от теоретического профиля: 0,1 в тело.

2. Смещение по оси построения контуров сечений по оси у-у: ± 0,15.
3. Отклонение радиуса входной и выходной кромки от расчётных размеров: +0,05/-0,1 для эталона.
4. Угловой разворот профиля от номинального расположения: ± 14°
5. КИМ от 0,15 до 0,23.

Рис. 3. Пример листа классификатора СНТ – Рабочая лопатка осевого компрессора без бандажной полки, изготовленная из заготовки, полученной методом объемной штамповки (материал ВТЗ-1)

Таблица 1
Исходная информационная матрица

Деталь	Параметры				Трудоемкость в производстве			
	X_1	X_2	...	X_n	$Цех_1$	$Цех_2$	...	$Цех_l$
№ 1			...		Y_{11}	Y_{12}	...	Y_{1l}
№ 2			...		Y_{21}	Y_{22}	...	Y_{2l}
...	...	...	...	...	...	...	...	...
№ 7			...		Y_{71}	Y_{72}	...	Y_{7l}

3.3. Модель определения трудоемкости деталей и узлов ГТД получается с помощью многофакторного статистического анализа на основе системы «МАРС». Метод получения многофакторной статистической модели в краткой записи выглядит следующим образом:

$$\begin{vmatrix} X_1 & X_2 & \dots & X_n & Y_1 & Y_2 & \dots & Y_l \\ a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} & y_{11} & y_{12} & \dots & y_{1l} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{71} & a_{72} & \dots & a_{7n} & y_{71} & y_{72} & \dots & y_{7l} \end{vmatrix} \xrightarrow{\text{«МАРС»}} \begin{vmatrix} Y_1 = f_1(Z_{11}, Z_{21}) \\ Y_2 = f_2(Z_{12}, Z_{22}) \\ \dots \\ Y_l = f_l(Z_{1l}, Z_{2l}) \end{vmatrix}$$

где $Z_{1j} = f_j(X_{1j}, X_{2j}, \dots, X_{sj})$, $s = \text{var} [1; m]$;

$Z_{2j} = f_j(X_{1j}, X_{2j}, \dots, X_{kj})$, $k = \text{var} [1; m]$;

$j = 1, \dots, l$; $s \leq m$; $m \leq n$; $k \leq m$;

$$Y = \sum_{i=1}^l Y_i, \quad (1)$$

где l – число технологических операций (цехов); n – первоначальное число факторов; m – число оставленных факторов.

Формула трудоемкости детали содержит часть априорно выбранных факторов из исходной информационной матрицы, в большей степени влияющих на трудоемкость изготовления детали. Именно эти факторы, уточненные по корреляции, представлены в конечной информационной матрице.

3.4. Заполняется лист классификатора. В него включена конечная информационная матрица типовых детали ГТД, обобщенное изображение детали с указанием факторов геометрии, точности изготовления, а также полученное на основе «МАРС» математическое описание трудоемкости изготовления детали в условиях ОАО «НПО «Сатурн».

Полученное по статистической формуле значение трудоемкости для разрабатываемой детали становится плановым для изготовления в серийном

производстве и используется при расчете себестоимости (рентабельности) производства.

В случаях, когда при разработке моделей получаются альтернативные варианты формул трудоемкости изготовления деталей, необходимо выявить наиболее точную модель по критериям R и S_R (среднее квадратическое отклонение).

Заключение

Предложена концепция и разработан метод создания многофакторных статистических нормативов трудоемкости изготовления высокотехнологичных деталей газотурбинной техники. Проведена апробация метода в условиях предприятия ОАО «НПО Сатурн».

Литература

1. Шейнин В.М., Козловский В.И. Весовое проектирование и эффективность пассажирских самолетов. – М.: Машиностроение, 1984. – 552 с.
2. Новиков А.С., Ицкович И.И., Шишкин В.Н. Структурный анализ элементов конструкции в авиадвигателестроении. Учебное пособие / Под ред. А.С. Новикова. – Рыбинск: РГАТА, 1999. – 141 с.
3. Техническая справка №451-007/014 от 14.03.2005 «Разработка методики планирования трудоемкости изделий на основе классификатора статистических нормативов трудоемкости деталей ГТД в условиях производства ОАО «НПО «САТУРН». – Рыбинск: ОАО «НПО «САТУРН», 2005. – 29 с.
4. Ицкович И.И., Ласточкин Ю.В., Загоринский Э.Е. Структурная зависимость «цена – параметры» для локального рынка газотурбинных двигателей // Авиационная промышленность. – 2001. – № 4. – С. 58 – 60.

Поступила в редакцию 12.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Михайлов, ОАО «НПО «САТУРН», Рыбинск.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

А.В. ОЛЕЙНИК

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОНИТОРИНГОВОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предложена математическая модель нестационарной температуры в точке узла конструкции ГТД для системы мониторинга выработки ресурса. Основу модели составляют параметризованные температурные переходные характеристики узла. Неизвестные параметры находятся методами параметрической идентификации аналогичных характеристик конечно-элементных моделей высокого уровня. На переходах типа «малый газ – взлетный – малый газ» погрешность расчета пиковой температуры диска турбины $\sim 1^\circ\text{C}$.

температура детали, мониторинг ресурса

Введение

Точность мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД во многом зависит от точности расчета динамики температуры деталей, контролируемых системой мониторинга. Специфические условия применения таких систем: длительная одновременная эксплуатация большого числа двигателей, ограниченность вычислительных мощностей, жесткие требования к системной надежности и совместимости алгоритмов, исключают непосредственное использование в них высокоуровневых конечно-элементных моделей, реализуемых, например, в современных программных комплексах FLUENT, ANSYS, NASTRAN и др. По этой причине в системах мониторинга используют упрощенные, легко алгоритмизуемые, мониторинговые модели температурного состояния деталей.

Одной из нерешенных проблем является разработка мониторинговых моделей температурного состояния деталей на неустановившихся режимах. Эта проблема особенно важна для двигателей самолетов с изменяющимся и трудно предсказуемым полетным циклом: истребителей, спортивных, противопожарных и др.

Результаты исследований

В предлагаемой работе рассматривается метод нахождения структуры и параметрической идентификации мониторинговой модели температуры детали, обеспечивающий на множестве возможных режимов работы двигателя близость расчетов по мониторинговой и высокоуровневой моделям.

При выполнении обычных условий – постоянства геометрических размеров, сохранения доли воздуха, отбираемого на самолетные нужды, отсутствия влияния числа Рейнольдса на течение газовых потоков и др., работа газотурбинного двигателя на верхних эксплуатационных режимах, определяющих выработку ресурса, сопровождается незначительным изменением степени понижения давления турбины низкого давления и еще меньшим – турбины высокого давления. Вследствие этого абсолютная температура рабочего тела в i -й точке двигателя T_i , приведенная по формулам T_i/n^2 или T_i/T_u к частоте вращения ротора высокого давления n или к абсолютной температуре рабочего тела T_u в точке ее измерения, на указанных режимах изменяется незначительно. Влияние на приведенные температуры условий на входе в двигатель, как правило, также

невелико [1]. Это позволяет при создании мониторинговых моделей исходить из того, что одно из граничных условий теплообмена – распределение вдоль поверхности деталей «греющей» температуры газа и (или) «охлаждающей» температуры воздуха, управляется одной, «управляющей» температурой T_u и это управление линейно-пропорционально:

$$T(x_n, y_n, z_n) = \frac{T(x_n, y_n, z_n)_\delta}{T_{u\delta}} \cdot T_u,$$

где x_n, y_n, z_n – координаты точек поверхности; « δ » – индекс, отмечающий значения величин на некотором «базовом» режиме.

В зависимости от используемых датчиков в качестве управляющих могут рассматриваться абсолютные температуры торможения за компрессором, перед и за турбиной высокого давления и др.

Относительно другого граничного условия теплообмена – коэффициентов теплоотдачи, можно принять, что на рассматриваемых режимах имеет место примерное подобие их распределения по поверхности деталей:

$$\alpha(x_n, y_n, z_n) = \alpha(x_n, y_n, z_n)_\delta \cdot k_\alpha,$$

где k_α – коэффициент подобия по теплоотдаче рассматриваемого режима базовому режиму (для базового режима $k_\alpha = 1$).

В работах [2, 3] для дисков и рабочих лопаток турбин предложены зависимости k_α от параметров режима вида:

$$k_\alpha = \left(\frac{n}{n_\delta} \right)^m \left(\frac{P}{P_\delta} \right)^m \left(\frac{T_u}{T_{u\delta}} \right)^n, \quad (1)$$

где P – полное давление за компрессором.

Подобие граничных условий позволяет использовать для температуры t в критической точке узла конструкции на неустановившемся режиме мониторинговую модель метода переходных характеристик [4].

Температура в момент времени τ при изменении k_α по закону, описываемому функцией $k_\alpha|_{\tau=0}^\tau$, на-

ходится интегрированием элементарных переходных процессов, порожденных изменением управляющей температуры в предшествующие τ моменты времени:

$$t(\tau) = t(0) + \int_0^\tau \Pi(\tau - \eta, k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta) dT_u(\eta), \quad (2)$$

где $k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta = k_\alpha|_{\tau=\eta}^\tau$; $\Pi(\eta, k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta)$ – температурная переходная характеристика узла конструкции, функция, описывающая динамику температуры в критической точке $t(\eta)$ после единичного ступенчатого изменения T_u в момент $\eta = 0$ и заданном функцией $k_{\alpha_n}|_{\eta=0}^\eta$ законе изменения k_α .

В выражении (2) управляющую температуру $T_u(\tau)$ и ее дифференциал $dT_u(\tau)$ следует рассматривать как обобщенные функции, содержащие возможно конечные скачки значений.

Расчеты нестационарных процессов при произвольном изменении управляющей температуры и постоянной теплоотдаче по формуле (2) требуют знания единственной переходной характеристики – при соответствующем значении k_α . Расчет ее по модели высокого уровня обычно не вызывает затруднений и может быть проведен предварительно. Использование формулы (2) после этого обеспечивает практически точное совпадение результатов с расчетами этих же процессов по модели высокого уровня при исключительной простоте алгоритма и малости затрат вычислительных ресурсов.

Переходную характеристику при постоянном k_α можно интерпретировать как решение уравнения теплопроводности для локальной температуры твердого тела при ступенчатом отнулевом изменении T_u , отнесенное к $T_{u\delta}$, при нулевой начальной температуре и неизменной теплоотдаче.

Это позволяет воспользоваться известным представлением такого решения в виде экспоненциального ряда [5]:

$$P(\tau, k_\alpha) = \frac{t(\tau, k_\alpha)}{T_u} = \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} A_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right) \right] A_0, \quad (3)$$

где A_0, A_i, v_i – неизвестные параметры.

Для мониторинговых моделей конструктивным является нахождение параметров переходной характеристики методами оптимального оценивания (параметрической идентификации), обеспечивающими поиск параметров, минимизирующих интегральную квадратичную функцию невязки переходной характеристики (3) и ее расчета по модели высокого уровня:

$$\begin{aligned} \Phi(A_0 \dots A_i \dots v_i) &= \int_0^{\infty} \left\{ P(\tau, k_\alpha) - \frac{t(\tau, k_\alpha)}{T_u} \right\}^2 d\tau = \\ &= \int_0^{\infty} \left\{ \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} A_i \exp\left(-\frac{\tau}{v_i}\right) \right] A_0 - \frac{t(\tau, k_\alpha)}{T_u} \right\}^2 d\tau. \quad (4) \end{aligned}$$

Предпочтение необходимо отдавать методам, обеспечивающим нахождение глобального минимума невязки (4).

Параметр A_0 может быть найден отдельно от остальных на основе расчета стационарного температурного поля по модели высокого уровня:

$$A_0 = t(\infty, k_\alpha) / T_u.$$

Расчетные исследования показали, что для описания переходных характеристик узлов газотурбинного двигателя с погрешностью менее 0,2% максимального значения, как правило, достаточно трех экспонент в представлении (3).

На рис. 1 представлена геометрическая модель ротора турбины высокого давления одного из двухконтурных турбореактивных двигателей.

На рис. 2 представлены переходные процессы температуры в его критической точке, середине болтового отверстия, рассчитанные по конечно-элементной модели высокого уровня при температуре газа и воздуха на взлетном режиме и теплоотдаче на режимах от малого газа до взлетного.

На рис. 3 приведены оценки параметров уравнения (3), аппроксимирующие с указанной выше по-

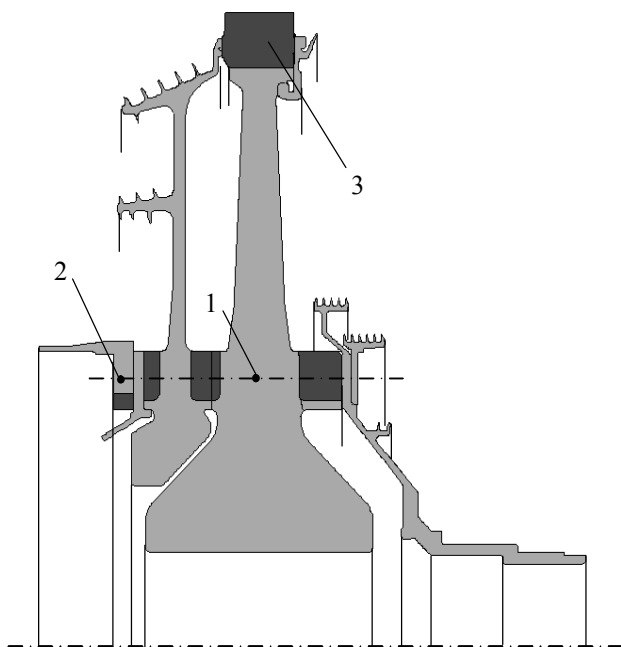


Рис. 1. Геометрическая модель ротора ТВД:
1 – критическая точка диска;
2 – критическая точка вала;
3 – участки дискретности свойств
в окружном направлении

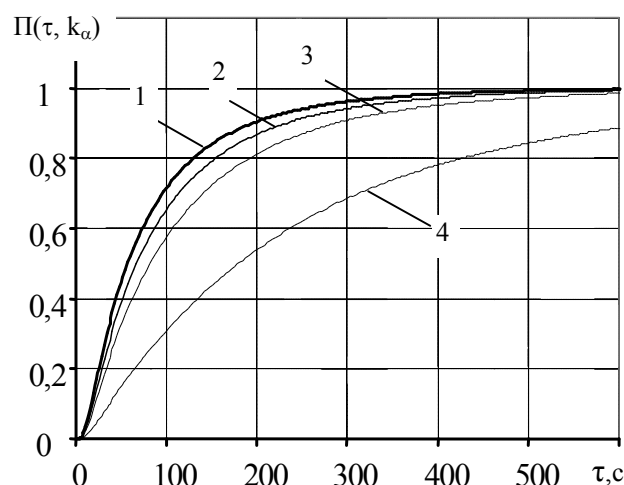


Рис. 2. Переходные процессы температуры ротора ТВД при постоянной теплоотдаче:

- 1 – $k_\alpha = 1$;
- 2 – $k_\alpha = 0,75$;
- 3 – $k_\alpha = 0,55$;
- 4 – $k_\alpha = 0,2$

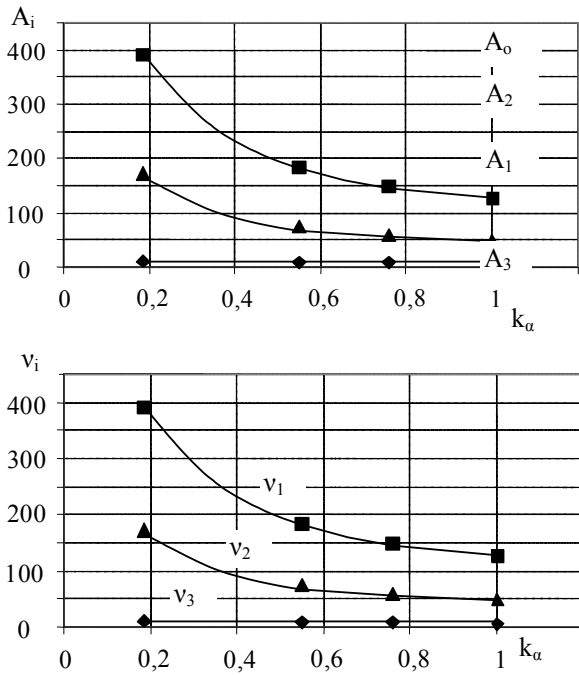


Рис. 3. Результат параметрической идентификации переходных характеристик (3)

грешностью переходные характеристики ротора ТВД.

Использование переходных характеристик при постоянной теплоотдаче приводит к значительной погрешности в случаях, когда теплоотдача существенно изменяется до завершения предшествующих переходных процессов. Необходимость рассчитывать предварительно или в ходе мониторинга переходные характеристики для всевозможных вариантов изменения теплоотдачи является основной проблемой метода переходных характеристик. Однако для практически важного случая ступенчатого изменения теплоотдачи, можно создать компактный алгоритм, манипулирующий только с переходными характеристиками при постоянной теплоотдаче.

Характерное время изменения температуры массивных деталей двигателя: дисков компрессоров, турбин, валов и некоторых других – около 10^2 с, существенно больше характерного времени изменения режимов двигателя – около 1 с. Это позволяет для этой группы деталей считать типичным ступенчатый процесс изменения теплоотдачи при изменении режима работы двигателя.

Расчетные исследования указывают на следующую закономерность протекания переходного процесса при ступенчатом изменении теплоотдачи в момент τ_s от значения $k_{\alpha s}$ при $\tau < \tau_s$ до значения k_α при $\tau \geq \tau_s$. По истечении сравнительно небольшого интервала времени после τ_s процесс протекает по кривой процесса с постоянной теплоотдачей k_α , приближенной по времени на Δs (рис. 4).

Исследование большого числа переходных процессов при различных значениях τ_s , k_α , $\Delta k_\alpha = k_\alpha - k_{\alpha s}$ показывает, что с достаточной точностью смещение описывается единой зависимостью типа

$$\frac{\Delta s}{\tau_s} = \varphi\left(\frac{\Delta k_\alpha}{k_\alpha}\right) \approx \xi \frac{\Delta k_\alpha}{k_\alpha}. \quad (5)$$

Если участок перехода с одной кривой на другую описать дополнительной экспонентой в переходной характеристике, то при изменении теплоотдачи по ступенчатому закону

$$k_{\alpha n} \Big|_{\tau=0}^{\tau} = \begin{cases} k_{\alpha s}, & \text{если } \tau < \tau_s; \\ k_\alpha, & \text{если } \tau \geq \tau_s, \end{cases}$$

переходная характеристика при $\tau \geq \tau_s$ будет иметь вид:

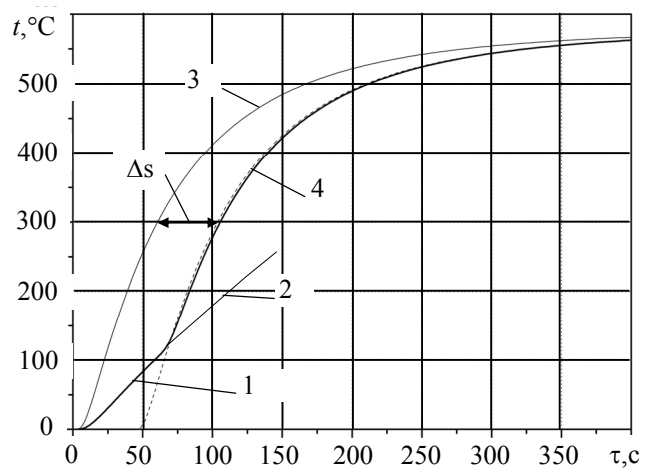


Рис. 4. Переходные процессы температуры ротора ТВД с переменной и постоянной теплоотдачей:

1 – $k = 0.2 \div 1$, изменение в момент $\tau_s = 60$ с;

2 – $k_\alpha = 0.2$;

3 – $k_\alpha = 1$;

4 – $k_\alpha = 1$, смещение по времени на $\Delta s = 45$ с

$$P(\tau, k_{\alpha_n}) \Big|_{\tau=0}^{\tau} = P(\tau - \Delta s, k_{\alpha}) - \Delta P \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right), \quad (6)$$

где $\Delta P = P(\tau_s - \Delta s, k_{\alpha}) - P(\tau_s, k_{\alpha_s})$; v_s – характерное время перехода с одной кривой на другую.

В переходном процессе, начавшемся в момент η , непрерывное изменение теплоотдачи приводит к накоплению изменений, как в смещении переходной характеристики, так и в ее значении:

$$s_{\eta}(\tau) = \xi \int_{\eta}^{\tau} (\tau - \tau_s - s_{\eta}(\tau_s)) \frac{dk_{\alpha}(\tau_s)}{k_{\alpha}(\tau_s)}; \quad (7)$$

$$P_{\eta}(\tau, k_{\alpha_n}) \Big|_{\tau=0}^{\tau} = P(\tau - \eta - s_{\eta}(\tau), k_{\alpha}(\tau)) - \int_{\eta}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dP_{\eta}(\tau_s), \quad (8)$$

где
$$dP_{\eta}(\tau) = P(\tau - \eta - s_{\eta}(\tau), k_{\alpha}(\tau)) - P(\tau - \eta - (s_{\eta} + ds_{\eta}(\tau)), k_{\alpha}(\tau) - dk_{\alpha}(\tau)). \quad (9)$$

Функцию $k_{\alpha}(\tau)$ в формулах (7), (8), (9) следует рассматривать как обобщенную функцию, скачки значений которой порождают скачки обобщенных функций $s_{\eta}(\tau)$ и $P_{\eta}(\tau)$.

Подстановка выражения (8) в уравнение (2) преобразует последнее к виду:

$$t(\tau) = t(0) + \int_0^{\tau} P(\tau - \eta - s_{\eta}(\tau), k_{\alpha}(\tau)) dT_u(\eta) - \int_0^{\tau} \int_{\eta}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dP_{\eta}(\tau_s) dT_u(\eta). \quad (10)$$

Интервалы интегрирования в формуле (10) целесообразно уменьшить до пределов, в которых влияние предыстории процесса на текущее температурное состояние считается существенным. При допустимой погрешности расчета температуры $\sim 0,1\%$ от ее изменения в ходе процесса, таким интервалом можно считать $7v_{\max}$, где $v_{\max}$ – максимальное v_i в формуле переходной характеристики (3). Используя подобные соображения, для практического применения можно рекомендовать следующий вариант формулы (10):

$$t(\tau) = t(\tau_0) + \int_{\tau_0}^{\tau} P(\tau - \eta - s_{\eta}(\tau), k_{\alpha}(\tau)) dT_u(\eta) - \int_{\tau_0}^{\tau} \int_{\tau_{00}}^{\tau} \exp\left(-\frac{\tau - \tau_s}{v_s}\right) dP_{\eta}(\tau_s) dT_u(\eta), \quad (11)$$

где $\tau_0 = \tau - 7v_{\max}$; $\tau_{00} = \tau - 5v_s$.

Уравнения (1), (7), (3), (9) и (11) связывают температуру в критической точке узла конструкции с контролируемыми параметрами двигателя, т.е. образуют мониторинговую модель температуры в этой точке.

Структурно-параметрическая идентификация такой модели представляет собой следующую последовательность действий:

1. По высокоуровневой модели проводится расчет переходных процессов при постоянном распределении температуры среды с распределениями коэффициентов теплоотдачи, соответствующими различным режимам двигателя.

2. По той же модели рассчитываются переходные процессы при постоянном распределении температуры среды и ступенчатом набросе (сбросе) теплоотдачи в различные моменты времени. Изменение теплоотдачи должно соответствовать переходу между режимами, использованными в п. 1.

3. По каждому переходному процессу, полученному в п.1, проводится оптимальное оценивание параметров A_0 , A_i , v_i , переходной характеристики при постоянной теплоотдаче (3). Результаты необходимо аппроксимировать зависимостями $A_0(k_{\alpha})$, $A_i(k_{\alpha})$, $v_i(k_{\alpha})$ (рис. 2).

4. По каждому переходному процессу, полученному в п. 2, находятся оценки параметров Δs и v_s в описании процесса (6). Результаты по Δs необходимо представить в форме (5), аппроксимированной полиномом 1 – 2-й степени.

На рис. 5 представлены расчеты температуры в критической точке ротора ТВД по моделям высокого уровня и по мониторинговой модели при измене-

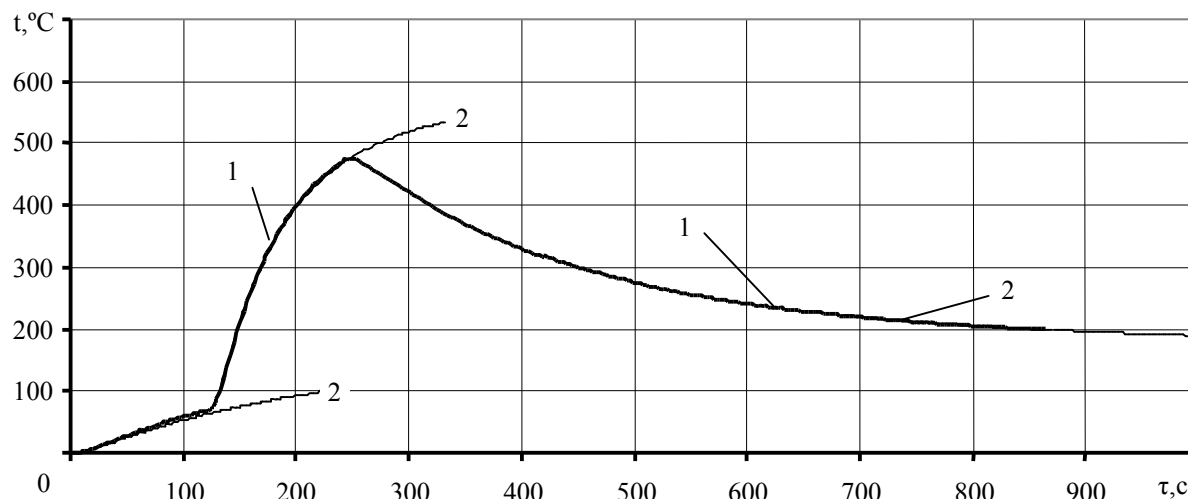


Рис. 5. Изменение температуры в критической точке ротора ТВД
в цикле «малый газ – взлетный – малый газ»:

- 1 – по высокоуровневым моделям двигателя и температурного состояния ротора;
2 – по идентифицированной мониторинговой модели

нии режимов: малый газ (2 мин) – взлетный (2 мин) – малый газ (10 мин).

Отличие температур на протяжении процесса не превысило 2°C , отличие пиковой температуры – 1°C . Отношение затрат машинного времени – около 2000 : 1.

Заключение

Таким образом, модели температуры деталей на основе переходных характеристик, идентифицированные по моделям высокого уровня, обеспечивают расчет температуры на неустановившихся режимах с погрешностью порядка 1°C при 2000-кратном уменьшении затрат машинного времени, что позволяет рекомендовать их в качестве мониторинговых моделей температуры для систем учета выработки ресурсов ГТД.

Литература

1. Кулагин В.В. Теория газотурбинных двигателей: Кн. 2. Совместная работа узлов, характеристики и газодинамическая доводка выполненного газотурбинного двигателя. – М.: МАИ, 1994. – 304 с.

2. Крикунов Д.В., Симбирский Д.Ф., Олейник А.В. Модель граничных условий конвективного теплообмена роторных деталей ГТД для систем учета выработки ресурса // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосмический ун-т «ХАИ». – 2000. – Вып. 23. – С. 139 – 141.

3. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД. – Х.: Основа, 1994. – 240 с.

4. Модель термонапряженного состояния диска турбины на основе его переходных характеристик / А.В. Олейник, Д.Ф. Симбирский, В.А. Филияев, Д.В. Крикунов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокос. ун-т «ХАИ». – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 228 – 235.

5. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967. – 600 с.

Поступила в редакцию 8.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 632.680

Л.Г. БОЙКО¹, А.Е. ДЕМИН¹, Ю.П. МАКСИМОВ¹, В.С. БОРИСОВ²,
В.А. КАЛЮЖНАЯ²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

²ГП "Ивченко-Прогресс", Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ ОТБОРА ВОЗДУХА

С помощью разработанного в Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт" метода поверочного расчета осесимметричного течения в многоступенчатых осевых компрессорах проведено численное моделирование течения в компрессоре современного винтовентиляторного двигателя на режимах с перепуском воздуха из проточной части компрессора. Представлены суммарные характеристики компрессора в широком диапазоне режимов работы и радиальные эпюры параметров потока. Получена граница области устойчивой работы. Проведена оценка запасов газодинамической устойчивости (ГДУ).

моделирование течения в многоступенчатых осевых компрессорах, перепуск воздуха, граница области устойчивой работы, запасы ГДУ

Введение

Отбор воздуха из проточной части компрессора газотурбинного двигателя, осуществляемый практически на всех режимах для охлаждения горячих элементов проточной части, наддува полостей, кондиционирования салона и др. оказывает влияние на работу его ступеней. На пониженных частотах вращения в целях обеспечения запасов устойчивости, включают перепуск воздуха через соответствующие клапаны (КПВ), что также приводит к изменению газодинамических параметров течения в компрессоре, особенно вблизи клапанов.

Режимы работы компрессоров с перепуском или отборами воздуха являются на сегодняшний день малоизученными. Как правило, изменение расхода воздуха в проточной части не принимается во внимание при проектировании лопаточных венцов и проведении поверочных расчетов. Количество отбираемого воздуха часто также не является строго регламентированным. В то же время отбор (перепуск) воздуха из проточной части приводит к изменению структуры течения в компрессоре, перераспределению нагрузок между ступенями, изменению их КПД и запасов газодинамической устойчивости. Поэтому

исследование таких режимов как экспериментальными, так и расчетными методами представляет интерес.

В национальном аэрокосмическом университете «ХАИ» в лаборатории аэродинамики компрессоров кафедры теории авиационных двигателей разработан метод поверочного аэродинамического расчета, реализованный в соответствующем комплексе программ ПК AxSym, который позволяет исследовать до-, транс- и сверхзвуковое течение в многоступенчатых осевых компрессорах в предположении осевой симметрии [1]. Естественным развитием этих работ является усовершенствование метода расчета, расширяющее область его возможного применения на случай течения с отбором (перепуском) рабочего тела из проточной части [2]. В настоящее время комплекс программ дополнен блоком, позволяющим определить положение границы области устойчивой работы расчетным путем

Результаты исследований

В основе метода лежит описание течения в меридиональной плоскости в осесимметричной постановке с использованием уравнений Эйлера, запи-

санных в стационарной форме во вращающейся равномерно системе координат. Использование обобщенных координат (ξ, η, φ) (рис. 1), позволяет упростить постановку граничных условий и решение задачи. Ось φ этой системы совпадает с окружным направлением, а оси ξ и η в меридиональной плоскости — с границами области интегрирования.

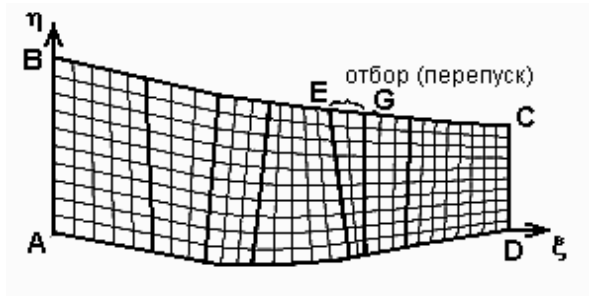


Рис. 1. Расчетная область

Использование функции тока ψ дает возможность свести систему уравнений к дифференциальному уравнению второго порядка в частных производных.

В уравнение движения, записанное в энергетической форме, введен косвенный учет проявления вязких эффектов

$$\vec{w} \times (\vec{\nabla} \times \vec{v}) = \vec{\nabla} H - T \cdot \vec{\nabla} S - \vec{D},$$

где $\vec{v}$, $\vec{w}$ — векторы скорости в абсолютном и относительном движении; H и S — ротальпия и энтропия потока соответственно.

Вектор $\vec{D}$, являясь аналогом сил трения, направлен в сторону, противоположную вектору относительной скорости $\vec{w}$. Его величина определяется из условия полного преобразования механической энергии, затраченной на преодоление сил трения, в тепловую энергию:

$$\vec{D} = -\vec{w} \cdot D / w; \quad \vec{D} \cdot \vec{w} = T \cdot \vec{w} \cdot \vec{\nabla} S.$$

Осредненное в окружном направлении уравнение энергии представляет собой условие сохранения ротальпии

$$H = c_p \cdot T + (w^2 - u^2) / 2$$

вдоль поверхности тока $\psi = \text{const}$.

Для замыкания системы использовано уравнение состояния совершенного газа $p = \rho R T$. Задача ставится в физической области ABCD (рис. 1). На границах AB и CD задается либо распределение расхода (функции тока), либо угла наклона линий тока к оси турбомшины по радиусу. На втулочной поверхности AD задается условие непротекания, функция тока $\psi = 0$. На периферийной поверхности, на участках BE и GC, также задаются условия непротекания, однако функция тока имеет на этих участках разные значения. На участке BE $\psi = 1$; на участке GC $\psi = 1 - \Delta \bar{G}$, где $\Delta \bar{G} = G / G_g$ — количество отбираемого воздуха, отнесенное к величине расхода на входе. На участке отбора EG функция тока задается полиномиальной зависимостью $\psi = f(\xi)$, при определении коэффициентов которой в точках E и G ставятся условия непрерывности функции ψ .

Для выполнения поверочного расчета компрессора необходимо задать геометрические параметры проточной части и лопаточных венцов, режим работы по расходу и частоте вращения, расположение КПВ, расход перепускаемого воздуха, а также распределения по радиусу полной температуры, давления и величины закрутки или угла потока $\alpha(r)$ во входном сечении.

Численная реализация решения системы уравнений и особенности расчета трансзвуковых режимов представлены в работе [2]. Учет проявления вязких свойств течения осуществлен с использованием обобщенных результатов экспериментальных исследований.

Расчетное исследование структуры течения в многоступенчатом осевом компрессоре современного авиационного двигателя, результаты которого представлены ниже, проведено в два этапа. В начале выполнен расчет течения при закрытых клапанах перепуска, который сопровождался детальным сопоставлением полученных результатов с опытными

данными (рис. 2). Это позволило создать двумерную модель исследуемого компрессора, на базе которой на следующем этапе осуществлено исследование течения на пониженных частотах вращения при открытых клапанах перепуска, расположенных за НА четвертой ступени.

При моделировании течения поле полных температур и давлений на входе в компрессор принято равномерным и соответствующим стандартным атмосферным условиям ($T^* = 288 \text{ К}$, $P^* = 101325 \text{ Па}$).

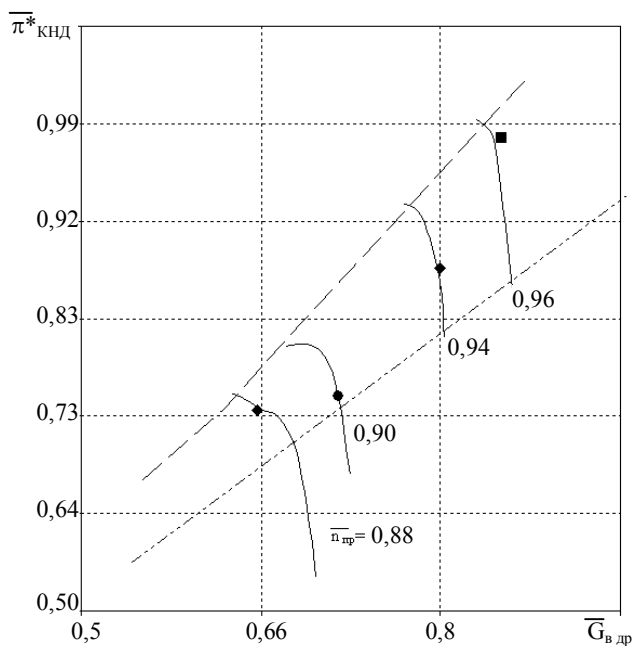


Рис. 2. Характеристика компрессора в безразмерных координатах

- ● ◆ – экспериментальные данные;
- – граница устойчивой работы;
- · - · - · – линия рабочих режимов;
- – расчет

На рис. 3 показаны суммарные характеристики компрессора, полученные расчетным путем, в зависимости от приведенного расхода воздуха на входе, представленные в безразмерном виде:

$$\bar{G}_{\text{вдр}} = G_{\text{вдр}} / G_{\text{вдр}p}; \quad \bar{\pi}_K^* = \pi_K^* / \pi_{Kp}^*,$$

где p – расчетный режим. Там же приведена полученная расчетным путем граница области устойчивых режимов работы компрессора. Как показано на рис. 3, наличие перепуска незначительно сдвигает ветви характеристики в сторону увеличения расхода воздуха через компрессор. В связи с изменением

положения линии рабочих режимов (ЛРР) запасы устойчивости компрессора возрастают (рис. 4)

Более существенно характеристики компрессора "расслаиваются", если их представить в виде зависимости от расхода воздуха на выходе (рис. 5):

$$\bar{G}_{knp} = G_k / G_{\text{вдр}}.$$

При этом открытие клапанов сдвигает характеристику компрессора влево, в сторону меньших расходов.

Отбор воздуха из проточной части приводит к снижению КПД компрессора, так как часть энергии, переданной потоку, уходит с рабочим телом через клапаны перепуска. В частности, проведенные расчеты показали, что на режиме $\bar{n}_{np} = 0,88$ при $\Delta \bar{G} = 10\%$ максимальное значение изэнтропического КПД компрессора падает на 10%.

Далее представлены результаты исследования влияния отбора воздуха за НА 4 ступени на течение в компрессоре при $\bar{n}_{np} = 0,88$ в точках 1 и 2 характеристики (рис. 3), соответствующих линии рабочих режимов. Количество перепускаемого воздуха составляло 10 % от $G_{\text{вдр}}$.

Открытие клапанов приводит к перестроению течения в проточной части.

На рис. 6 показаны линии тока на режиме $\bar{n}_{np} = 0,88$ об/мин в исследуемом компрессоре при наличии перепуска воздуха. Вблизи клапанов перепуска воздуха, расположенных между направляющим аппаратом четвертой ступени и рабочим колесом пятой ступени, линии тока искривляются и устремляются к периферии, где часть расхода рабочего тела уходит из проточной части компрессора.

Деформация линий тока отражает сильное влияние перепуска на структуру течения в межлопаточных каналах венцов.

На рис. 7 приведены радиальные эпюры полных температур и давлений за направляющими аппаратами компрессора, полученные с учетом и без учета перепуска в точках 1 и 2 характеристики.

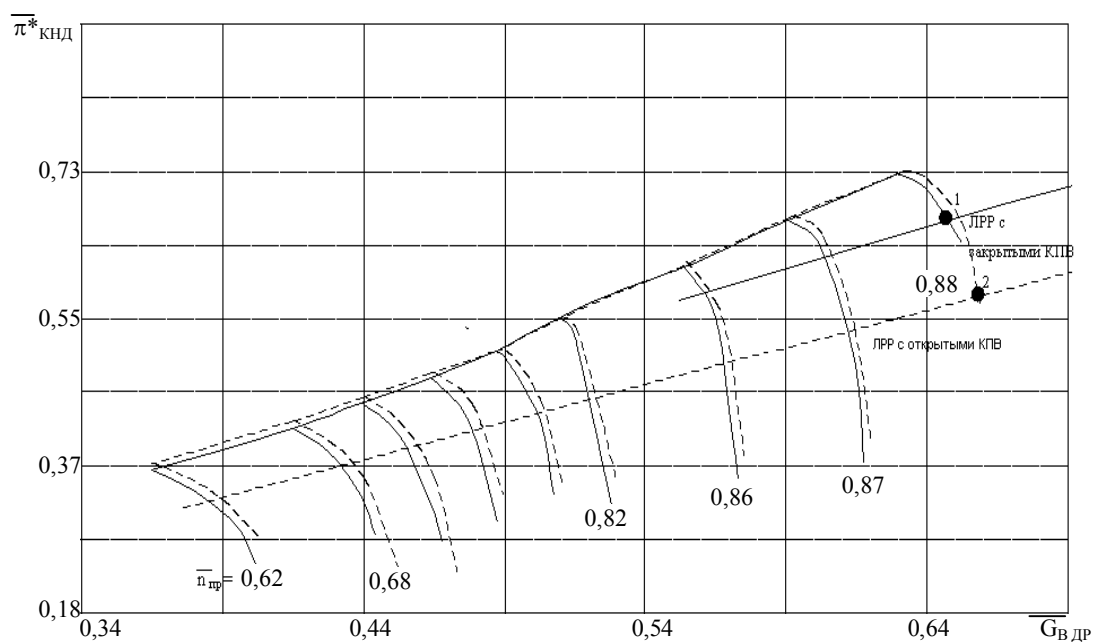


Рис. 3. Характеристика компрессора в безразмерных координатах:
непрерывная линия – без учета перепуска; пунктирная – с учетом перепуска, $\Delta \bar{G} = 10\%$

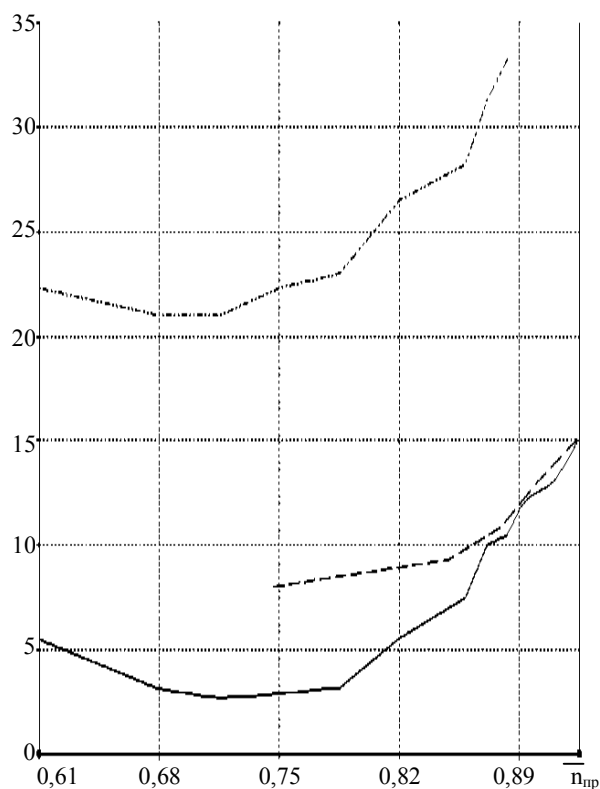


Рис. 4. Запасы устойчивости компрессора:
непрерывная линия – без учета перепуска;
пунктирная – без учета перепуска (эксперимент);
пунктирная с точками – с учетом перепуска,
 $\Delta \bar{G} = 10\%$

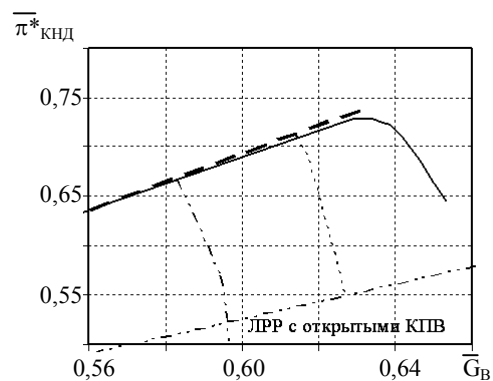


Рис. 5. Характеристика компрессора в зависимости от
безразмерного расхода воздуха по выходу, $\bar{n}_{\text{пр}} = 0.88$:

- — без учета перепуска;
- — с учетом перепуска $\Delta \bar{G} = 5\%$;
- · - с учетом перепуска $\Delta \bar{G} = 10\%$

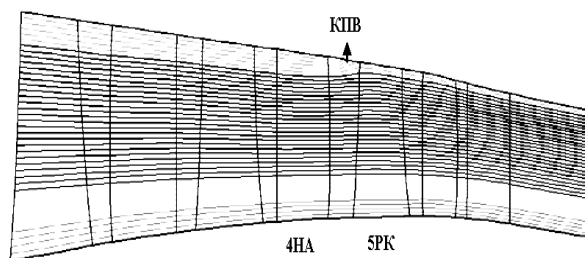


Рис. 6. Линии тока в компрессоре
при открытых клапанах перепуска

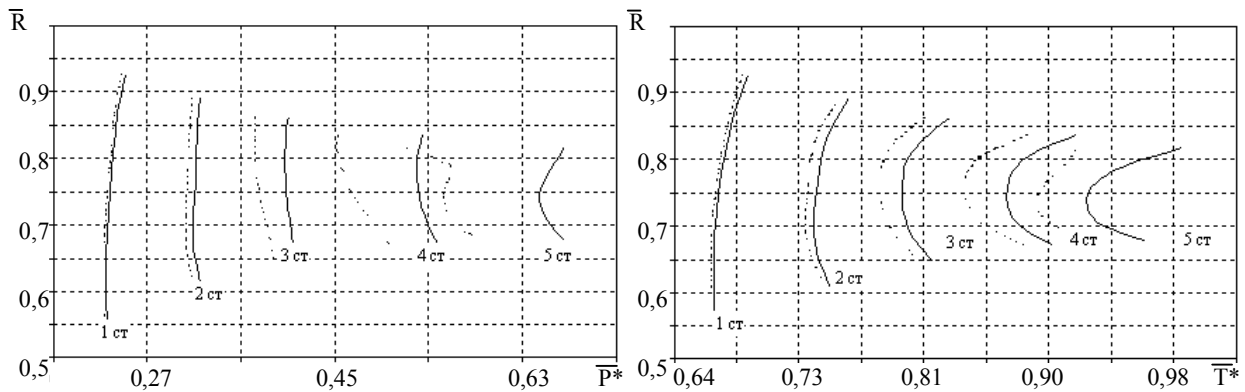


Рис. 7. Распределение полных давлений и температур за направляющими аппаратами по высоте лопатки на линии рабочих режимов, $\bar{n}_{np} = 0,88$ об/мин в точках 1 и 2: непрерывная линия – без учета перепуска; пунктирная – с учетом перепуска

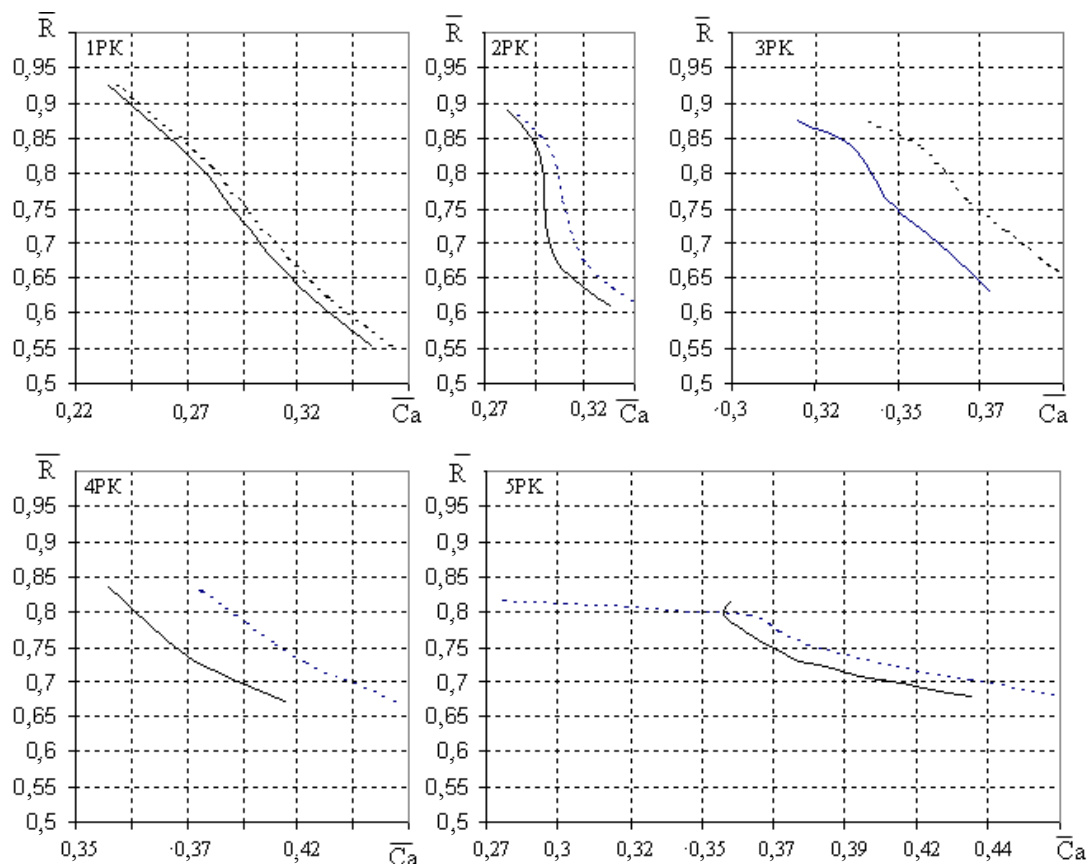


Рис. 8. Распределение осевых скоростей за рабочими колесами по высоте лопатки на линиях рабочих режимов (точки 1, 2), $\bar{n}_{np} = 0,88$ в точках 1 и 2: непрерывная линия – без учета перепуска; пунктирная – с учетом перепуска

Изменение формы распределения параметров по высоте лопатки связано с отбором массы рабочего тела и изменением скорости потока на периферии проточной части до и после клапанов перепуска воздуха, (рис. 8). Скорость потока растет по мере приближения к клапану. После отбора рабочего тела скорость течения в проточной части резко падает,

что в свою очередь приводит к изменению углов натекания.

Рис. 9 иллюстрирует снижение углов натекания на рабочие колеса перед клапанами перепуска и интенсивный их рост в периферийной области после КПВ. В соответствии с полученными результатами, углы натекания на лопатки пятого рабочего колеса

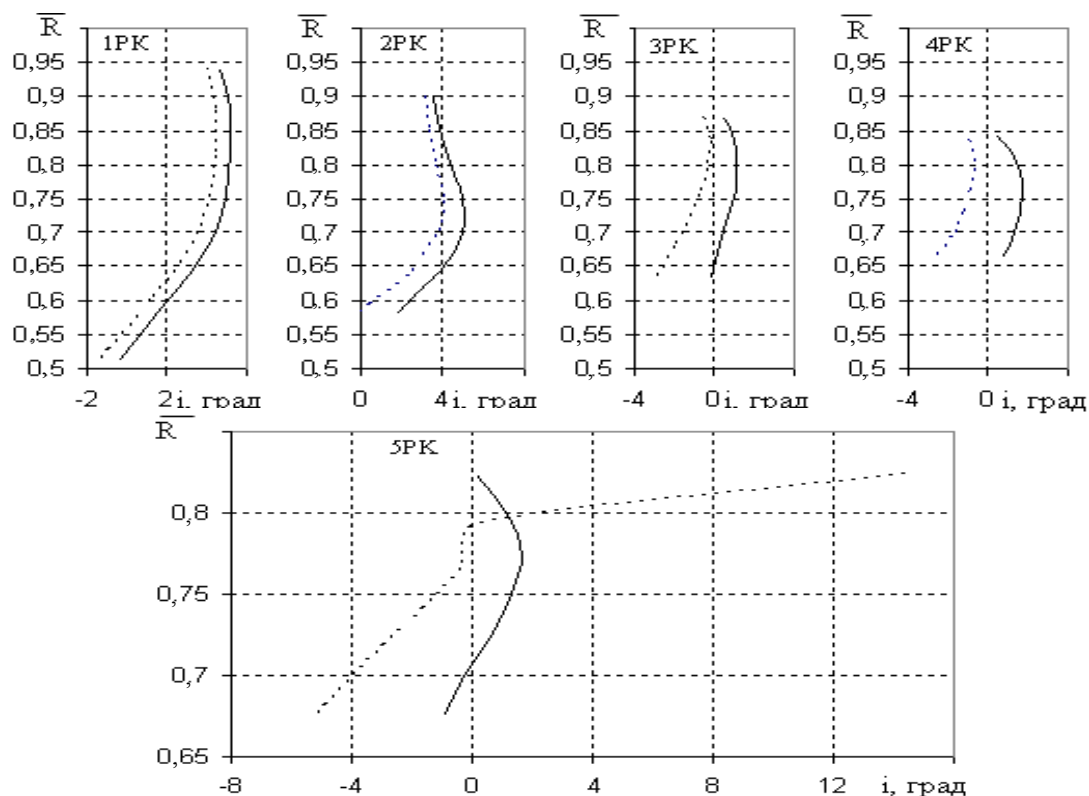


Рис. 9. Распределение углов натекания на рабочие колеса по высоте лопатки на линиях рабочих режимов (точки 1, 2), $\bar{n}_{пр} = 0,88$ в точках 1 и 2: непрерывная линия – без учета перепуска; пунктирная – с учетом перепуска

при работе с открытыми клапанами возрастают до $+15^\circ$ в периферийной области, что естественно, приводит к росту нагрузки на лопатки, которая является нестационарной.

Возможен также отрыв потока в этой области, что в свою очередь может инициировать нарушение устойчивости течения.

Заключение

Приведенные выше результаты численного моделирования течения в многоступенчатом осевом компрессоре на режимах с перепуском воздуха позволяют сделать следующие выводы.

Наличие перепуска (отбора) меняет условия обтекания лопаточных венцов, особенно вблизи места отбора. Возможно появление больших положительных углов натекания на лопаточные венцы, расположенные ниже по потоку от места отбора. Поэтому при проектировании многоступенчатых машин следует обращать особое внимание на обтекание таких

ступеней и учитывать наличие отбора путем специального профилирования периферийных областей

Литература

1. Бойко Л.Г., Ковалев М.А. Метод расчета до- и трансзвуковых течений в осевых компрессорах и результаты его апробации // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: – Х.: ИПМаш. – 1997. – С. 231 – 234.
2. Бойко Л.Г., Ковалёв М.А., Муравченко О.Ф. Двумерная математическая модель течения в осевом компрессоре с учётом отбора (перепуска) воздуха // Авиационно-космическая техника и технология: – Х.: Гос. аэрокосм ун-т «ХАИ». – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 83 – 87.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 339.13: 138.100

Е.А. ФРОЛОВ, Н.Ф. САВЧЕНКО, Ю.А. ЯНЕЛЬ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ПРОБЛЕМЫ МАРКЕТИНГОВОЙ СТРАТЕГИИ В ПРОМЫШЛЕННОЙ ОТРАСЛИ
В СФЕРЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО БИЗНЕСА**

Рассматриваются проблемы маркетинговой стратегии в сфере интеллектуального бизнеса, а также предложены основные пути продвижения объектов интеллектуальной собственности.

эффективность, интеллектуальная собственность, маркетинговая стратегия, продвижение, продукция, потенциал

Введение

Конкуренция в рыночных условиях – это соревнование сторон с целью получения значительных преимуществ при достижении ими следующих целей: максимизация прибыли, расширение на рынках новых товаров и привлечение новых покупателей. А конкуренция в научных исследованиях – это стимул для общества как способ сбалансирования нормы прибыли, оптимального распределения труда, капитала и осуществление автоматического равновесия рынка в интеллектуальном бизнесе. Основным отличием интеллектуального бизнеса, которое делает его уникальным, является высокий уровень технологий, что позволяет выпускать длительное время конкурентоспособную продукцию. Особенно это касается организаций аэрокосмической отрасли, а также научно-исследовательских институтов, ВУЗов, конструкторских бюро, научных центров, обладающих значительным потенциалом интеллектуального продукта (патенты, изобретения и «ноу-хау»).

Постановка задачи

Одной из наиболее сложных задач при коммерческой деятельности многих организаций и предприятий в условиях глобализации экономики является проведение эффективной политики на рынке интеллектуального продукта, а именно в интеллек-

туальном бизнесе [1]. Первым этапом является выяснение возможностей конкурентов или же партнеров, что в дальнейшем может значительно облегчить разработку стратегических направлений торговой политики, которая базируется на снижении валовых затрат за счет производства и продажи конкурентоспособной продукции. Ее проявление осуществляется как в форме непосредственного технологического обмена, так и в оказании посреднических услуг в виде консультаций по защите прав отечественного товаропроизводителя или его ознакомлении с национальными или международными особенностями реализации этих изделий, технологий, так или иначе представляющих объекты интеллектуальной собственности (патенты, ноу-хау), их оценки, а при необходимости, защиты. В этой связи, а также с наметившимися перспективами вступления Украины, в частности, в организацию ВТО представляется целесообразной значительная активизация этой деятельности на международном уровне. В результате существенно возрастает значение интеллектуальной собственности (ИС), отражая изменение подходов как к оценке количественного и качественного роста потребностей людей в качественных изделиях, товарах и продукции, так и к оценке возможностей удовлетворения этих потребностей за счет увеличения физических объемов производства товаров, расширения их ассортимента и повышения качества.

Формулирование проблемы

Освоение новых рынков сбыта требует активизации усилий по продвижению ИС. Вместе с тем, их освоение требует понимания отдельных вопросов, касающихся положений и правил международной торговли. Таким образом, совершенствование методов оценки ИС и выявление каналов получения информации коммерческой и некоммерческой, а также межгосударственные соглашения и межфирменные связи достаточно актуальны и приобретают все большее значение.

Следует также учитывать, что технологический обмен в рамках международных проектов финансируют и, естественно, определенным образом координируют МВФ, Европейский банк реконструкции и развития, Международный банк реконструкции и развития, специализированные международные организации системы ООН [2]. Поэтому проблема рационального использования или своевременного приобретения объектов ИС становится очевидной и в ряде случаев острой, если ее рассматривать с позиций поэтапного отстаивания интересов отечественных товаропроизводителей. Это предполагает не только проведение консультаций с целью решения острых во многих случаях вопросов международного разделения труда, но и позволяет сконцентрировать усилия в определенных областях общественного производства, своевременно обновлять ассортимент продукции с учетом новейших достижений науки и техники. Учитывая, что наиболее распространенной формой передачи ИС и технологий является лицензионная торговля, представляется целесообразным совершенствование ее форм в зависимости от патентовладельца (государство, юридическое или физическое лицо) и целей организации в рамках законов и документов, относящихся к охране авторских прав в Украине и отраженных в законе «О научно-технической информации». Следует также учесть особенности и трудности проведения гибкой политики в области рынка ИС и его сегментацию [2, 3]. К положительным аспектам в области рынка ИС можно отнести то, что уже в 1994 году более

100 стран, активно участвующих в международной торговле, подписали соглашение по вопросам прав на ИС, касающихся этой торговли. Оно предусматривает сближение и унификацию ряда положений в национальном законодательстве об ИС в странах СНГ. В результате этого изобретатели одних стран могут быть в равных условиях с изобретателями других, лидирующих в международной торговле, стран, например, с изобретателями США. Ускорить продвижение на рынок имеющихся объектов ИС на начальном этапе без валютных затрат возможно только теоретически. Еще сложнее при приобретении зарубежных инноваций, когда, расплатившись в ряде случаев с продавцом на условиях роялти (ежегодных отчислений), после освоения производства продукции и получив необходимое технологическое оснащение, отдельные виды материалов и комплектующие изделия на условиях лизинга, компенсационных или бартерных сделок, отечественный производитель товарной продукции может оказаться без прибыли.

Решение проблемы

Как возможное решение этой проблемы в отдельных случаях могло бы быть использование услуг банков. Однако, в условиях болезненного становления рыночных отношений в Украине, неопределенности спроса и предложения, эффективное продвижение на рынок объектов ИС или их приобретение без разработки специальных подходов в рамках государственных или региональных программ достаточно сложно. В результате, учитывая специфику рынка ИС, возникает опасность для Украины допустить миллиардные убытки из-за неправильной оценки объектов ИС и политики их реализации. Для активизации этого процесса необходимо не только понимание роли создаваемого и, особенно, созданного ранее потенциала, но и его эффективное использование. Исполнителями и координаторами различных научных направлений могут быть ведущие специалисты научно-инженерных центров, создаваемых на базе ведущих учебных и научно-исследовательских и проектных организаций. Без-

условно, уже на первых порах действие подобных центров значительно более эффективно расширило бы полномочия патентных служб или привело бы к их реорганизации. Важнейшим преимуществом такого подхода стала бы и возможность максимально использовать пока еще имеющийся научный потенциал, особенно относящийся к изобретениям бывшего СССР, не публиковавшимся ранее по определенным соображениям в открытой печати. Могли бы расширяться различные формы технологического обмена, в частности и виртуальные. Это облегчит выход на международный рынок не только объектов ИС, но и многих товаров, благодаря заблаговременному формированию сегмента рынка с учетом не только возможностей конкретной организации, но и региона, исключит дублирование работ по изучению области применения и оценки объектов интеллектуальной собственности.

Особо следует отметить сложность и проблемы в деятельности маркетинговых служб в аспекте усиливающейся конкуренции сертификационных и товарных знаков в условиях формирования единого рынка, их увеличивающуюся роль как объектов интеллектуальной собственности.

С учетом такого подхода выбор варианта оценки лицензии должен производиться с пониманием реалий рынка объектов интеллектуальной собственности, который для Украины следует оценивать с позиций неопределенности и который может иметь несколько логических предпосылок (ситуаций) со стороны лицензиара и лицензиата, а именно:

1. Имеющиеся решения (или решение) по вопросу приобретения лицензии или ее оценки не являются оптимальными именно в этой коммерческой ситуации из-за отсутствия рынка объектов интеллектуальной собственности. В этом случае необходим поиск принципиально другой, более эффективной стратегии. Повышение точности оценки ситуации может быть достигнуто в результате интеграции с ведущими фирмами в области технологического обмена или использования «виртуальных» разработчиков новой продукции.

2. Предложенных вариантов оценки стоимости лицензии может быть несколько, каждый из них, допустим, не оптимален, следовательно, применение любого варианта приобретения лицензии возможно лишь временно и является компромиссным. Примером может быть анализ возможности достижения положительного коммерческого результата и формирования разветвленной дилерской сети с более широким спектром мероприятий по комплексному продвижению продукции и созданию системных позиций формирования производства новых товаров, а также стимулированию их сбыта и созданию пунктов сервисного обслуживания. Очевидно, что не всем критериям равнозначно может удовлетворять лицензия, что повлияет на ограничение срока приобретения и выбор формы лицензии (простая, исключительная, полная, сублицензия и т.д.).

3. Новое преимущество, получаемое в связи с приобретением лицензии, не ухудшает, но и не улучшает все показатели качества, потребительские свойства производимого товара. Подобные варианты могут возникать при отсутствии подробной информации ноу-хау, а также в результате преднамеренного искажения информации в условиях недобросовестной конкуренции. Это приведет к непоправимым убыткам, например из-за неоправданной замены оборудования, технологий.

4. Предложенное решение не может быть оценено: потребительские свойства производимой по лицензии продукции могут выявиться только после тщательной проверки, так как содержат на этапе проникновения на рынок элементы новизны для потребителя. Такое решение может быть использовано только при соблюдении определенных условий или ограничений, предварительно оговоренных. Примером может быть решение о создании нового товара, более конкурентоспособного, чем ранее изготавливавшийся и неизвестного на рынке, и поиск «под него» изобретения как объекта. Это может на несколько лет уменьшить прибыль от приобретения лицензии, увеличивает долю риска, как для лицензиара, так и для лицензиата.

Заключение

В результате проведенного анализа можно констатировать следующее:

1. Неопределенность внешней среды, обусловленная серьезной конкуренцией на рынке объектов ИС, приводит к необходимости планирования и изменения структуры издержек производства для проведения поисковых работ и стимулирования взаимодействия различных служб предприятия в области оценки состояния разработок объектов ИС, их качества, наличия или отсутствия рекламы, созданию условий для быстрой и гибкой переориентации производства и сбыта.

2. Разнообразие и быстрое изменение ассортимента продукции, обусловленное требованиями рынка, требует повышения эффективности принятия решений с целью совершенствованию технологий на предприятии, расширения ассортимента продукции и услуг, достигаемого при создании и использовании информационного центра интеллектуальных услуг.

Поиск же направлений повышения эффективности маркетинговой политики силами одного и даже нескольких предприятий в области объектов промышленной собственности достаточно сложен и требует зачастую всестороннего анализа массива альтернативных решений, особенностей их применения в условиях конкретного предприятия и подтверждения в последующей их эффективности. Очевидно, что только с позиций системного подхода, учитывая роль предприятия в регионе и в стране, а также иерархию факторов, влияющих на конкурентоспособность производимого в последующем изделия (на основании использования ИС), и эволюцию, как товара, так и имеющегося производственного потенциала, могут быть выявлены рациональные направления маркетинговой стратегии предприятия.

В этом случае взаимодействие интеллектуального центра, широко использующего практику венчурных фирм, и предприятия как потребителя интеллектуальных услуг может координироваться предварительным отражением спроса в виде разработанных по специальной методике морфологи-

ческих таблиц (отражая подходы предприятия к конфиденциальности информации) [3]. Строки таблиц могут отражать наиболее существенные с позиций системного подхода конструктивные или иные особенности объектов ИС или рассматриваемого изделия, а также полезные дополнительные функции, которые могут быть получены производимым на основании приобретенной лицензии товаром. Колонки таблицы отражают сведения об альтернативных вариантах их обеспечения.

Количество вариантов для повышения потребительских свойств товара как виртуального субъекта рынка выявится после анализа вариантов с учетом наиболее значимых новых функций. В общем случае это количество может быть определено как последовательное произведение альтернативных вариантов всех строк морфологической таблицы. Затраты на ведение этих работ могут компенсироваться в форме кредитов (банков или частных структур).

Таким образом:

1. Рассмотрены некоторые проблемы разработки маркетинговой стратегии продвижения на рынок объектов ИС, а также возможные решения проблемы повышения эффективности их использования как объектов коммерческой деятельности.

2. В условиях рыночной экономики большое значение, как на внутреннем, так и на внешнем рынках имеет торговля продукцией интеллектуальной собственности, это особенно касается динамичной аэрокосмической отрасли. Экспорт этого продукта для Украины даст значительный приток валютных доходов.

Литература

1. Азоев В.В. Конкуренция, анализ, стратегия и практика. – М.: ЦЕМ, 1996. – 350 с.
2. Инновационный менеджмент / Под ред. П.Н. Завалина и др. – М.: ЦИСН, 1998. – 568 с.
3. Маркетинг / Под ред. А.Н. Романова. – М.: Банки и биржи, ЮНИТИ, 1996. – 560 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, ГП Харьковский НИИ технологии машиностроения.

АННОТАЦІИ

УДК 629.12:678.512.92

Гайдачук А.В., Сливинский М.В. Технологічні дефекти стільникових конструкцій із полімерних композиційних матеріалів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 4 (20). – С. 5 – 8.
Запропонований принцип класифікації дефектів стільникових конструкцій із полімерних матеріалів, які є наслідком технологічних недосконалостей.
Іл. 1. Бібліогр.: 12 назв.

УДК 681.322:621.5.041:533.697:532.5

Чернышов Ю.К. Застосування теорії систем для алгоритмізації рішення задач теорії пружності та пластичності методом часток // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 4 (20). – С. 9 – 12.

Ізотропне середовище розглядається як колектив модельних часток, для яких постулюється потенціал парної взаємодії. Розглянуто два методи введення підсистем. Один з них виявляється придатним для розв'язання задач теорії пластичності. Дані тестові приклади обчислень.
Іл. 4. Бібліогр.: 8 назв.

УДК. 629. 735.01

Утенкова В.В. Порівнювальна оцінка розрахункового і експериментального методів оптимізації параметрів крила літака в плані // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 4 (20). – С. 13 – 18.

Зроблена порівняльна оцінка вибору параметрів крила літака в плані за методом, який запропонований автором, з експериментальними дослідженнями, що виконані ЦАГІ в аеродинамічній трубі Т-106 М.
Табл. 3. Іл. 6. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 519.63:533.273

Кривцов В.С., Планковський С.І., Цегельник Є.В., Островський Є.К., Таран А.О., Лоян А.В. Склад газу в плазмотроні з ламінарним потоком плазموутворюючого інертного газу // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 4 (20). – С. 19 – 24.

Надано результати математичного моделювання течії суміші газів (повітря + аргон) у трьох моделях плазмотронів. Вивчено поля швидкостей і парціальних тисків. Встановлено критерії оптимізації геометрії каналу плазмотрону, виходячи з отриманих даних з отруєння катода атмосферним повітрям.
Іл. 4. Бібліогр.: 3 назв.

УДК 629.7.035.7

Федюшкин А.М., Богачёва Т.Б. Рушійний пристрій для маловидкісних літальних апаратів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 4 (20). – С. 25 – 27.

UDC 629.12:678.512.92

Gajdachuk A., Sliyyns'kyy V. Technological imperfections of cellular constructions from polymeric composite materials // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 4 (20). – P. 5 – 8.
Principle of classification imperfections of cellular constructions from the polymeric composite materials being investigation of technological imperfections is offered.
Fig. 1. Ref. 12 items.

UDC 681.322:621.5.041:533.697:532.5

Chernyshew Y.K. System theory application for algorithmization of elasticity and plasticity theory problems solution by particles method // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 4 (20). – P. 9 – 12.

The isotropic medium is considered as collective of model particles for which the potential of pairwise interaction is postulated. Two methods of subsystem introduction are considered. One of them is suitable for plasticity theory problems solution. Test computation samples are presented.
Fig. 4. Ref. : 8 items.

UDC. 629.735.01

Utenkova V. Influence of the of a wing in the plan for dimension of the plane // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 4 (20). – P. 13 – 18.

The mathematical models, allowing to estimate influence of the of the form and geometrical parameters of a wing in the play for the sizes of horizontal and vertical tail plane, for extension of a tail part of a fuselage and for dimension of all airplane, are received.
Tabl. 3. Fig. 6. Ref. 5 items.

UDC 519.63:533.273

Kryvtsov V., Plankovsky S., Tsegelnyk Y., Ostrovsky Y., Taran A., Loyan A. Gas composition in plasmotrone with streamline flow of plasma-generating inert gas // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 4 (20). – P. 19 – 24.

This paper presents the results of mathematical modeling of gas mixture flow (air + argon) in three plasmotrone models. Fields of velocities and partial pressures have been studied. Plasmotrone channel geometry optimization criteria have been determined on the basis of data obtained by cathode poisoning by atmospheric air.
Fig. 4. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.035.7

Fedjushkin A., Bogatcheva T. Propulsion device for small speed flying craft // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 4 (20). – P. 25 – 27.

Досліджено осьовий вентилятор як рушійний пристрій. Надані рекомендації по взаємному розташуванню робочого колеса та корпусу та зазору між ними з метою зменшення низького рівня шуму при збереженні величини тяги.

Іл. 3. Бібліогр.: 4 назв.

УДК 621.165:51.380

Русанов А.В., Єршов С.В. Чисельне моделювання просторової структури тривимірних в'язких нестационарних течій у лопаткових апаратах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 28 – 32.

Розглядаються тривимірні в'язкі нестационарні течії газу в лопаткових апаратах турбомашин. Моделювання потоку здійснюється розв'язком рівнянь Нав'є-Стокса. Досліджується тонка структура просторової течії при нестационарній взаємодії решіток направляючого апарата і робочого колеса.

Табл. 1. Іл. 7. Бібліогр.: 14 назв.

УДК 621.44.533.697

Кухтін Ю.П., Лапотко В.М. Аналіз можливостей ослаблення резонансного режиму роботи робочої лопатки, обумовленого порушенням від вищого соплового апарата шабля // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 33 – 38.

Результати розрахунків, представлених у даній роботі, показують, що спектр нестационарних сил, що діють на профілі лопаток робочого колеса турбіни, містить гармоніки, обумовлені вищестоящим сопловим апаратом шабля. Допускаючи збіг власних частот коливальних і частот збудливих сил, робиться аналіз можливості ослаблення резонансного режиму роботи робочої лопатки введенням різнокроківості лопаток вищого соплового апарата

Іл. 11. Бібліогр.: 3 назв.

УДК 629.7.054

Карачун В.В., Мельник В.М., Буртна І.А. Пасивні методи зменшення впливу хвильового співпадання // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 39 – 42.

Проводиться огляд і систематизація відомих та новітніх методів пасивної звуко- та віброізоляції. Наводяться рекомендації доцільності використання тих чи інших рішень у двигунобудуванні.

Бібліогр.: 14 назв.

УДК 539.3:621

Воробйов Ю.С., Дьяконенко К.Ю. Чисельний аналіз коливальних системи ротору ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 43– 45.

Розглянуті власні коливання ротору вентилятора ГТД сумісно зі складними дисковими системами. Використана трьохмірна скінченноелементна модель системи. Наведено форми коливальних частин системи, які показують взаємозв'язок їх коливальних.

Іл. 9. Бібліогр.: 5 назв.

The axial-flow fan propulsion is researched. Suggested of the guideline on a positional relationship of the runner both body, and size of gap between them with the purpose of noise abatement at preservation of value of thrust.

Fig. 3. Ref.: 4 items.

UDC 621.165:51.380

Rusanov A., Yershov S. Numerical simulation of 3D unsteady viscous flow pattern within blade rows // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 28 – 32.

Unsteady viscous 3D flows through turbomachinery blade rows are considered. The flow simulation is performed by numerical solution of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The detailed pattern of 3D flow including unsteady stator/rotor interaction phenomena is investigated.

Tabl. 1. Fig. 7. Ref.:14 items.

UDC 621.44.533.697

Kukhtin Yu., Lapotko V. Analysis of possibilities for attenuating resonance operation conditions of rotor blades caused by excitations from upstream NGV // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 33 – 38.

Calculation results presented in this paper show that the range of unsteady forces acting on the turbine working wheel blade profiles include harmonics caused by upstream nozzle guide vane (NGV) of stage. Assuming coincidence of natural vibration frequencies and exciting forces frequencies, carried out is an analysis of possibilities for attenuating resonance operating conditions of the rotor blade by introducing pitch differences for upstream NGV.

Fig. 11. Ref.:3 items.

UDC 629.7.054

Karachun V., Mel'nic V., Burtmaya I. The passive methods of the reduction of the influence of the wave coincidence // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 39 – 42.

It is conducted review and systematization known and the most latest methods passive sound- and insulation's vibration. They are given recommendations to practicability of the use that or other decisions in construction's build.

Fig. 11. Ref: 14 items.

UDC 539.3:621

Vorobyov Yu., Dyakonenko K. Numerical analysis of vibrations of gas-turbine ventilator rotor system // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 43 – 45.

Natural vibrations of ventilator rotor of gas-turbine engine coupled with complex system of disks are considered. Three-dimensional finite element model of system was used. Natural modes of parts of system that display the coupling of vibrations are shown.

Fig. 9. Ref.: 5 items.

УДК 681.782.44(045)

Ігнатів С.Р., Закієв І.М., Закієв В.І. **Методика безконтактної реєстрації поверхневого рельєфу об'єктів у тривимірному нанометричному діапазоні** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 46 – 49.

Розглянуті оптичні безконтактні інтерференційні методи вимірювання геометричних величин та аналізу мікро профілю поверхонь. Наведені методи модернізації та автоматизації для тривимірного аналізу мікронерівностей.

Іл. 7. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 629.7.036:539.4

Шереметьєв О.В., Петров О.В. **Використання комп'ютерного моделювання для врахування технологічної спадковості при встановленні ресурсів деталей авіаційних ГТД** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 50 – 53.

Визначена можливість підвищення достовірності розрахункових методів встановлення ресурсів деталей авіаційних ГТД за рахунок врахування контактної взаємодії і технологічної спадковості при визначенні НДС. Наведено результати розрахункового дослідження впливу технологічних відхилень в замкових з'єднаннях (в межах допуску) на НДС і циклічний ресурс лопаток вентилятора з врахуванням контактної взаємодії.

Табл. 2. Іл. 3. Бібліогр.: 4 назв.

УДК 261.438:534.647.083.8

Ігуменцев Є.О., Прокопенко Є.О. **Вібродіагностика маслобака коробки приводів газотурбінного двигуна** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 54 – 58.

Представлено новий напрямок визначення довговічності газотурбінного двигуна, заснований на динамічному моделюванні й ідентифікації параметрів за експериментальними даними вібродіагностики.

Бібліогр.: 8 назв.

УДК 536.2.072

Крикунов Д.В. **Прогнозування температурного стану охолоджуваних лопаток турбін за результатами лабораторних теплофізичних випробувань** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 4 (20). – С. 59 – 61.

Розглянуто розрахунково-теоретичний підхід прогнозування стаціонарного температурного стану лопаток турбін на експлуатаційних режимах, які мають дефекти в каналах повітряного охолодження. Моделювання температурного стану лопатки виконується за допомогою ідентифікованої по чисельному експерименту математичної моделі моніторингу.

Бібліогр.: 3 назв.

УДК 539.433; 621.438-762

Гуділін А.К., Рублевський Ю.В., Занін О.Е. **Вибір конструкції щіткових ущільнень і можливість**

UDC 681.782.44(045)

Ignatovich S., Zakiev I., Zakiev V. **Principles of contactless registration of objects surface relief in three-dimensional nanometrical range** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 46 – 49.

The optical non-contact interference methods of measuring of geometrical sizes and analysis of surfaces micro profile are considered. There are some methods of modernization and automation for the three-dimensional analysis of micro are resulted.

Fig. 7. Ref.:5 items.

UDC 629.7.036:539.4

Sheremetyev A., Petrov A. **Use of computer modeling for the account of a technological heredity at an establishment of aircraft GTE parts service life** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 50 – 53.

The opportunity of calculated methods certainty increase of an establishment of aircraft GTE parts service life due to the account of contact interaction and technological heredity at definition of the strain-stress state is determined. Results of calculated research on influence of technological deviations in blade-disk joints (within manufacturing tolerance) on fan blade strain-stress state and a cyclic life with taking into account contact interaction are shown.

Tabl. 2. Fig. 2. Ref.:4 items.

UDC 261.438:534.647.083.8

Igumencev E., Ptokopenko E. **Vibrodiagnostic of oil-tank of a transmission of a turbine engine** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 54 – 58.

The recent trend of definition of longevity of a turbine jet grounded on dynamic simulation and identifying of arguments on experimental data's of vibrodiagnostic is introduced.

Ref.:8 items

UDC 536.2.072

Krikunov D. **Prediction of cooled turbine blade thermal state use of thermal nondestructive check results** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 4 (20). – P. 59 – 61.

Approach to predict of faulty turbine blade thermal state is considered. Results of thermal experiment realizing regular thermal conditions are used as initial data for thermal state prediction. Turbine blade thermal state is modeled by mathematical simulator for thermal monitoring

Ref.:3 items.

UDC 539.433; 621.438-762

Gudilin A., Rublevsky J., Zanin A. **Selection a construction of brush seals and capability to heighten-**

підвищення їхньої вібраційної надійності // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 62 – 66.

У статті представлені результати статичних розрахунків, розрахунків власних частот і форм коливань різних конструкцій кілець ущільнень, випробуваних на турбіні експериментального двигуна. На підставі результатів проведеного аналізу і виконаних експериментів створена працездатна конструкція щіткового ущільнення і забезпечена вібраційна надійність вузла ущільнень.

Іл. 10. Бібліогр.: 4 назв.

УДК 621.74.045

Сорокін В.Ф. Геометрична модель пера лопатки для проектування формоутворюючого оснащення // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 67 – 70.

Розроблено геометричну модель пера лопатки, що заснована на представленні профілю деякої кількості вписаних в нього окружностей. Математична модель, що задана рівнянням огибаючої однопараметричного сімейства окружностей, забезпечує зниження трудомісткості та терміну автоматизованого проектування штампів, прес-форм та іншого формоутворюючого оснащення.

Табл. 2. Іл. 5. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.39.1+681.142.2

Бурау Н.И., Зажигский А.В. Распознавание нейронной сетью состояния лопаток ГТД на стационарных и нестационарных режимах эксплуатации // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 4 (20). – С. 71 – 76.

Исследуется эффективность использования нейронных сетей для распознавания технического состояния лопаток авиационных двигателей на стационарном и нестационарных режимах вибрационного возбуждения. Рассматривается задача двухклассовой диагностики на основании множества двумерных векторов диагностических признаков. Эффективность распознавания оценивалась вероятностью правильной классификации для тестовых векторов диагностических признаков.

Іл. 3. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 539.4

Лепешкин О.Р., Бичков М.Г. Метод термоконтролируемого обрыва лопаток рабочих колес ГТД при испытывании конструкций и корпусов на непробивность // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 77 – 82.

Розроблено метод термокерованого обриву лопаток робочих коліс ГТД для забезпечення випробувань конструкцій і корпусів на непробивність. Приводиться огляд і аналіз існуючих способів обриву лопаток. Запатентований метод обриву був апробований при випробуваннях на розгінному стенді і може бути реалізований при випробуваннях на стендах і на двигуні.

Іл. 3. Бібліогр.: 14 назв.

ing of their vibrational reliability // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 62 – 66.

The present article represents static calculations, calculations of natural frequencies and vibration modes of various rings constructions of the seals tested on the turbine of experimental engine. On the basis of the fulfilled numerical analysis and executed experiments the serviceable construction of brush seal is created and vibrating reliability units of seals is provided.

Fig. 10. Ref.: 4 items.

UDC 621.74.045

Sorokin V. The blade fin geometrical model for forming tools designing // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 67 – 70.

The blade fin geometrical model which is based on the profile description by the circles set is submitted in this work. The mathematical model is defined by the envelope equation of one-parameter family of circles. This model provides the decreases of the labour-intensiveness and of the computer-aided design terms of stamps, molds and other forming tools.

Tabl. 2. Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 621.39.1+681.142.2

Bourau N., Zazhitskiy O. Decision making of aircraft engine blades condition by using of neural network at the stationary and non-stationary regimes of operating // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 71 – 76.

The efficiency of the neuron network usage is investigated for the decision making of aircraft engine blades condition at the stationary and non-stationary regimes of vibratory excitation. The problem of classification is created for two conditions of turbine stage (the small crack absence or the presence of blade) based two-dimension feature vectors. The efficiency of the decision making is evaluated by probability of right classification for the mentioned regimes of operating.

Fig. 3. Ref.: 6 items.

UDC 539.4

Lepeshkin A., Bychkov N. The method of thermocontrolled of breakage of blades of working wheels GTE at tests of designs and casings on unpunching // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 77 – 82.

The method of thermocontrolled breakage of blades of working wheels GTE for maintenance of tests of designs and casings on unpunching is developed. The review and analysis of existing blade breakage methods is resulted. The patented blade breakage method was used at tests on the accelerated stand and can be realized at tests on stands and on the engine.

Fig. 3. Ref.: 14 items.

УДК 338.45: 621

Іцкович І.І., Михайлова Н.О., Пономарьов В.О. **Створення статистичних нормативів трудомісткості виготовлення деталей газотурбінних двигунів у ВАТ «НПО «Сатурн»** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 83 – 87. Вперше у вітчизняній галузевій практиці запропонована концепція і показані приклади розробки статистичних нормативів трудомісткості виготовлення високотехнологічних деталей ГТД. Отримано структурні математичні моделі трудомісткості, що забезпечують відхилення не більш 10% від фактичних даних. Проведено апробацію методу в умовах підприємства ВАТ «НПО Сатурн». Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр.: 4 назв.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

Олійник О.В. **Структурно-параметрична ідентифікація моніторингової моделі динаміки температури деталі газотурбінного двигуна** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 88 – 93.

Запропоновано математичну модель нестационарної температури в точці вузла конструкції ГТД для системи моніторингу вироблення ресурсу. Основу моделі складають параметризовані температурні перехідні характеристики вузла. Невідомі параметри відшуковують методами параметричної ідентифікації аналогічних характеристик кінцево-елементних моделей високого рівня. На переходах типу «малий газ – злітний – малий газ» погрішність розрахунку пікової температури диска турбіни ~1°C. Іл. 5. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 632.680

Бойко Л.Г., Дьомін О.Є., Максимов Ю.П., Борисов В.С., Калюжна В.О. **Моделювання роботи багатоступінчастого осьового компресора з урахуванням відбору повітря** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 94 – 99. Проведене чисельне моделювання течії в компресорі сучасного гвинтовентиляторного двигуна на режимах з перепуском повітря з проточної частини компресора. Представлено сумарні характеристики компресора в широкому діапазоні режимів роботи і радіальних епюрів параметрів потоку. Іл. 9. Бібліогр.: 2 назв.

УДК 339.13: 138.100

Фролов Є.А., Савченко М.Ф., Янель Ю.А. **Проблеми маркетингової стратегії в промисловій галузі у сфері інтелектуального бізнесу** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 4 (20). – С. 100 – 103.

Розглядаються проблеми маркетингової стратегії у сфері інтелектуального бізнесу, а також запропоновано основні шляхи просування об'єктів інтелектуальної власності. Бібліогр.: 3 назв.

UDC 338.45: 621

Itskovich I., Michailova N., Ponomarev V. **Creating of the statistic norms concerning labour-intensiveness of turbine engine parts production at NPO “Saturn”** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 83 – 87.

It is proposed – the conception of the statistic norms concerning labour-intensiveness of turbine engine advanced technology parts production – for the first time in the Russian branch-wise experience. Also the pertinent examples are shown. Acceptable structural simulators of labour-intensiveness were derived. They are to provide 10% or less deflection from the facts. The method has been approved at NPO “Saturn”. Tabl. 1. Fig. 3. Ref.: 4 items.

UDC 629.7.03.036.3.001.42

Oleynik A. **Structural - parametric identification of the monitoring model of temperature dynamic of the gas-turbine engine detail** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 88 – 93.

The mathematical model of non-stationary temperature in a point of a structural assembly of the turbine engine for the system of resource exhausting monitoring is offered. The basis of the model is composed by the parameterized temperature transient characteristics of the unit. The unknown parameters are determined by the methods of parametric identification of similar performances of finite - element models of a high level. On transitions such as “slow gas – take-off – slow gas” the error of calculation of the turbine disk peak temperature makes ~1°C. Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 632.680

Boyko L., Dyomin A., Maksimov Yu., Borisov V., Kaluzhnaja V. **Simulation of the multistage axial compressor operation with air bleed-off** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 94 – 99.

Numerical flow simulation is carried out in the modern propfan engine compressor on air bleed-off modes. Compressor total characteristics in a wide range of operating modes and radial distribution of flow are submitted. The compressor surge limit is received. The stall margin is carried out. Fig. 9. Ref.: 2 items.

UDC 339.13: 138.100

Frolov E., Savchenko N., Yanel J. **The problems of marketing strategy in industrial branch of intellectual business sphere** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 4 (20). – P. 100 – 103.

The work deals with some problems of marketing strategy in the sphere of intellectual business and offers the main ways of promotion intellectual property. Ref.: 3 items.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БОГАЧЕВА Татьяна Борисовна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", научный сотрудник
БОЙКО Людмила Георгиевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой
БОРИСОВ Вячеслав Сергеевич	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, ведущий конструктор
БУРАУ Надежда Ивановна	Национальный технический университет Украины "КПИ", кандидат технических наук, доцент, зам. декана
БУРТНАЯ Инесса Анатольевна	Национальный технический университет Украины "КПИ", кандидат технических наук, доцент
БЫЧКОВ Николай Григорьевич	ГНЦ РФ ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Россия, кандидат технических наук, начальник сектора
ВОРОБЬЕВ Юрий Сергеевич	ИПМаш им. А.Н.Подгорного НАНУ, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом
ГАЙДАЧУК Александр Витальевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", доктор технических наук, профессор, проректор
ГУДИЛИН Александр Константинович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, заместитель главного конструктора
ДЕМИН Александр Евгеньевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ДЬЯКОНЕНКО Константин Юрьевич	Национальный технический университет «ХПИ», студент
ЕРШОВ Сергей Владимирович	ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ООО "FlowER", Харьков, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник
ЗАЖИЦКИЙ Александр Владимирович	Национальный технический университет "КПИ", аспирант
ЗАКИЕВ Вадим Исламович	Национальный авиационный университет, Киев, студент
ЗАКИЕВ Ислам Мусаевич	Национальный авиационный университет, Киев, старший научный сотрудник
ЗАНИН Александр Евгеньевич	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, инженер-конструктор
ИГНАТОВИЧ Сергей Ромуальдович	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, декан, заведующий кафедрой
ИГУМЕНЦЕВ Евгений Александрович	Украинская инженерно-педагогическая академия, доктор технических наук, профессор
ИЦКОВИЧ Игорь Исаакович	ОАО "НПО "Сатурн", Россия, кандидат технических наук, начальник ОТЭО НИОКР и РП
КАЛЮЖНАЯ Вера Алексеевна	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, инженер-конструктор
КАРАЧУН Владимир Владимирович	Национальный технический университет Украины "КПИ", доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
КРИВЦОВ Владимир Станиславович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", доктор технических наук, профессор, ректор, заведующий кафедрой
КРИКУНОВ Дмитрий Викторович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", кандидат технических наук, доцент
КУХТИН Юрий Петрович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, инженер-конструктор

ЛАПОТКО Василий Михайлович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, кандидат технических наук, инженер-конструктор
ЛЕПЕШКИН Александр Роальдович	ГНЦ РФ ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Россия, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, начальник сектора
ЛОЯН Андрей Витальевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», кандидат технических наук, старший научный сотрудник
МАКСИМОВ Юрий Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», младший научный сотрудник
МЕЛЬНИК Виктория Николаевна	Национальный технический университет Украины "КПИ", кандидат технических наук, доцент
МИХАЙЛОВА Надежда Александровна	ОАО "НПО "Сатурн", Россия эксперт НТЦЭ
ОЛЕЙНИК Алексей Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", кандидат технических наук, докторант
ОСТРОВСКИЙ Евгений Константинович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", кандидат физико-математических наук, доцент
ПЕТРОВ Алексей Владимирович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, инженер-конструктор
ПЛАНКОВСКИЙ Сергей Игоревич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», кандидат технических наук, доцент, помощник ректора
ПОНОМАРЕВ Владимир Алексеевич	ОАО "НПО "Сатурн", Россия, кандидат технических наук, доцент, главный специалист
ПРОКОПЕНКО Елена Александровна	Украинская инженерно-педагогическая академия, кандидат технических наук, доцент
РУБЛЕВСКИЙ Юрий Владленович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, ведущий инженер-конструктор
РУСАНОВ Андрей Викторович	ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ООО "FlowER", Харьков, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
САВЧЕНКО Николай Федорович	Харьковский государственный экономический университет, кандидат технических наук, доцент
СЛИВИНСКИЙ Михаил Владимирович	ОАО «УкрНИИТМ», Днепропетровск, ведущий научный сотрудник
СОРОКИН Владимир Федорович	ГП «Институт машин и систем», главный инженер кандидат технических наук, доцент
ТАРАН Анатолий Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», кандидат физико-математических наук, доцент, заведующий кафедрой
УТЕНКОВА Виктория Викторовна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», старший преподаватель
ФЕДЮШКИН Анатолий Михайлович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ФРОЛОВ Евгений Андреевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", доктор технических наук, профессор
ЦЕГЕЛЬНИК Евгений Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», аспирант
ЧЕРНЫШЕВ Юрий Константинович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», кандидат технических наук, доцент
ШЕРЕМЕТЬЕВ Александр Викторович	ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, кандидат технических наук, начальник отдела
ЯНЕЛЬ Юлия Анатольевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», ассистент

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Ф.И.О.	стр.
Богачева Т.Б.	25
Бойко Л.Г.	94
Борисов В.С.	94
Бурау Н.И.	71
Буртная И.А.	39
Бычков Н.Г.	77
Воробьев Ю.С.	43
Гайдачук А.В.	5
Гудилин А.К.	62
Демин А.Е.	94
Дьяконенко К.Ю.	43
Ершов С.В.	28
Зажицкий А.В.	71
Закиев В.И.	46
Закиев И.М.	46
Занин А.Е.	62
Игнатович С.Р.	46
Игуменцев Е.А.	54
Ицкович И.И.	83
Калюжная В.А.	94
Карачун В.В.	39
Кривцов В.С.	19
Крикунов Д.В.	59
Кухтин Ю.П.	33
Лапотко В.М.	33

Ф.И.О.	стр.
Лепешкин А.Р.	77
Лоян А.В.	19
Максимов Ю.П.	94
Мельник В.Н.	39
Михайлова Н.А.	83
Олейник А.В.	88
Островский Е.К.	19
Петров А.В.	50
Планковский С.И.	19
Пономарев В.А.	83
Прокопенко Е.А.	54
Рублевский Ю.В.	62
Русанов А.В.	28
Савченко Н.Ф.	100
Сливинский М.В.	5
Сорокин В.Ф.	67
Таран А.А.	19
Утенкова В.В.	13
Федюшкин А.М.	25
Фролов Е.А.	100
Цегельник Е.В.	19
Чернышев Ю.К.	9
Шереметьев А.В.	50
Янель Ю.А.	100